

# HYDRAULIQUE URBAINE

Tome 2

Ouvrages de transport  
Élévation et distribution des eaux

par

**André DUPONT**

Ingénieur Honoraire des Services Techniques de la Ville de Paris  
Professeur à l'École Nationale des Ingénieurs  
des Travaux Publics de l'État  
et à l'École d'Ingénieurs de la Préfecture de Paris

TROISIÈME ÉDITION  
*mise à jour et augmentée*

EDITIONS EYROLLES  
61, boulevard Saint-Germain — PARIS V<sup>e</sup>  
1974

DU MÊME AUTEUR :

**Hydraulique urbaine**

Tome 1. — *Hydrologie - Captage et traitement des eaux* (256 pages, 1974).

— *Exercices et projets* (238 pages, 1970).

# HYDRAULIQUE URBAINE

**Tome 2**

Ouvrages de transport  
Élévation et distribution des eaux

par

**André DUPONT**

Ingénieur Honoraire des Services Techniques de la Ville de Paris  
Professeur à l'École Nationale des Ingénieurs  
des Travaux Publics de l'État  
et à l'École d'Ingénieurs de la Préfecture de Paris

TROISIÈME ÉDITION  
*mise à jour et augmentée*

EDITIONS EYROLLES  
61, boulevard Saint-Germain — PARIS V<sup>e</sup>  
1974



## TABLE DES MATIÈRES

Nomenclature des planches . . . . .	11
-------------------------------------	----

### 3. ADDUCTION DES EAUX

#### SECTION A. — Adduction gravitaire.

CHAPITRE PREMIER. — Les aqueducs à plan d'eau libre. . . . .	16
I. — Équation de l'écoulement . . . . .	16
II. — Canaux d'amenée à ciel ouvert . . . . .	18
III. — Aqueducs fermés . . . . .	18
CHAPITRE II. — Les conduites forcées. . . . .	25
I. — Rappel d'hydraulique générale . . . . .	25
II. — Types de tuyaux . . . . .	40
III. — Comparaison entre les différents types de tuyaux . . . . .	52
IV. — Organes accessoires des réseaux . . . . .	52
V. — Pose des conduites . . . . .	59
VI. — Désinfection d'une conduite . . . . .	64
VII. — Butées et amarrages des conduites . . . . .	65
VIII. — Calcul de la conduite d'amenée . . . . .	69
IX. — Régulation du débit . . . . .	79
X. — Cas spécial d'une adduction gravitaire comportant un aqueduc et un siphon. . . . .	82
XI. — Avantages et inconvénients des deux modes d'adduction gravitaire étudiés . . . . .	85

#### SECTION B. — Adduction par refoulement.

CHAPITRE UNIQUE. — Conditions d'établissement de la conduite de refoulement . . . . .	88
I. — Conditions techniques . . . . .	88
II. — Conditions économiques . . . . .	93
III. — Conclusions . . . . .	99

#### SECTION C. — Les pompes et les moteurs.

CHAPITRE PREMIER. — Les pompes . . . . .	101
I. — Constitution d'une pompe centrifuge et principe de fonctionnement . . . . .	101
II. — Rôle des différents organes d'une pompe multicellulaire. . . . .	103
III. — Discussion de l'expression générale trouvée pour l'énergie fournie à l'eau par la turbine . . . . .	109
IV. — Pompes semblables . . . . .	113
V. — Calcul des dimensions de la turbine et du diffuseur . . . . .	116
VI. — Classification des pompes centrifuges . . . . .	119
VII. — Courbes caractéristiques d'une pompe . . . . .	124

Toute reproduction, même partielle, de cet ouvrage est interdite. Une copie ou reproduction par quelque procédé que ce soit, photographie, microfilm, bande magnétique, disque ou autre, constitue une contrefaçon passible des peines prévues par la loi du 11 mars 1957 sur la protection des droits d'auteur.

VIII. — Modifications susceptibles d'être apportées à une pompe centrifuge	132
IX. — Equilibrage de la poussée axiale	136
X. — Exemples simples de détermination de pompe	137
XI. — Accouplement des pompes centrifuges	144
XII. — Aspiration des pompes centrifuges	145
XIII. — Amorçage des pompes centrifuges	151
XIV. — Montage des pompes centrifuges horizontales	154
XV. — Montage des pompes verticales	160
XVI. — Problèmes divers posés par les pompes	164
XVII. — Essai d'une pompe dans les ateliers du constructeur	174

CHAPITRE II. — Les moteurs d'entraînement des pompes	182
I. — Expression de la puissance	182
II. — Les moteurs électriques d'entraînement	183
III. — Organes de protection et de contrôle des installations en général	186
IV. — Moteurs Diesel	187
V. — Turbine hydraulique	188
VI. — La commande des moteurs électriques en liaison avec la marche de l'exploitation	189
VII. — Automatisation des installations	196

## SECTION D. — L'usine élévatrice.

CHAPITRE PREMIER. — Considérations sur l'emplacement de l'usine	197
I. — Cas du captage de source	197
II. — Cas d'un captage par puits	199
III. — Cas d'un captage d'eaux de surface	210
IV. — Cas spécial de pompage dans les sables très fins	211
CHAPITRE II. — Disposition-type de l'usine élévatrice	212
I. — Généralités	212
II. — Organisation du plan	213
III. — Considérations sur le secours à prévoir	217
IV. — Schémas-types de stations de pompage	221
V. — Cas particuliers d'usines équipées de pompes verticales	221
VI. — Mesure du rendement d'une station de pompage	222
VII. — Durée des pompages	228

## SECTION E. — Problèmes spéciaux relatifs aux adductions.

CHAPITRE PREMIER. — Protection des conduites contre les coups de bélier	229
I. — Phénomène du coup de bélier	229
II. — Exemple de calcul du coup de bélier dans le cas d'une conduite forcée d'adduction gravitaire	243
III. — Prise en compte des pertes de charge dans la conduite	247
IV. — Protection des conduites de refoulement	251
V. — Enregistrement des pressions observées à l'occasion du coup de bélier	290
VI. — Conclusions sur les différents modes de protection	290

CHAPITRE II. — Comptage des débits	292
I. — Mesure du débit des sources	292
II. — Mesure du débit dans les aqueducs	295
III. — Mesure du débit dans les conduites	297
IV. — Précision des mesures	306

CHAPITRE III. — Protection des canalisations contre la corrosion	307
I. — La corrosion externe	307
II. — Protection contre la corrosion	310
III. — La protection cathodique	310
IV. — Corrosion interne des canalisations	314

## 4. LES INSTALLATIONS URBAINES PROPREMENT DITES

CHAPITRE PREMIER. — Les réservoirs	317
I. — Utilité des réservoirs	317
II. — Répartition des débits de distribution	318
III. — Emplacement du réservoir	319
IV. — Cas particuliers d'emplacements	321
V. — Altitude des réservoirs	325
VI. — Capacité des réservoirs	326
VII. — Classification des réservoirs	331
VIII. — Principes de construction	331
IX. — Fontainerie d'équipement des réservoirs	333
X. — Dispositions-types de réservoir	337
XI. — Précautions à prendre dans l'exécution des réservoirs — Mise en eau	343
XII. — Problèmes de vidange et de remplissage de réservoirs	345

CHAPITRE II. — Le réseau de distribution	350
I. — Généralités	350
II. — Débits	350
III. — Choix du diamètre	350
IV. — Vitesse de l'eau	350
V. — Pression	351
VI. — Conditions spéciales d'incendie	351
VII. — Pose des conduites	353
VIII. — Classification des réseaux	354
IX. — Calcul d'une conduite débitant à son extrémité $q$ l/s	355
X. — Calcul des conduites d'un réseau — Méthode HARDY-CROSS	356
XI. — Application de la méthode HARDY-CROSS au calcul d'un réseau maillé	368
XII. — Cas de service en route sur la conduite de refoulement	371
XIII. — Branchements particuliers d'abonnés	372
XIV. — Alimentation des immeubles très élevés	373
XV. — Application de la formule $q = P + 0,55 Q$ au problème du réservoir d'équilibre	380
XVI. — Appareils accessoires des réseaux — Détails pratiques de fontainerie	384



## 5. LÉGISLATION DES EAUX ETUDE D'UN AVANT-PROJET D'ALIMENTATION EN EAU POTABLE PROBLÈMES POSÉS PAR L'ACCROISSEMENT DE LA CONSOMMATION

CHAPITRE PREMIER. — Législation des eaux . . . . .	389
I. — Eaux domaniales . . . . .	389
II. — Eaux non domaniales . . . . .	389
III. — Les cours d'eaux mixtes . . . . .	390
IV. — Textes relatifs à la dérivation et à la protection des eaux destinées à l'alimentation publique . . . . .	391
V. — Etablissement d'un dossier en vue d'un captage et d'une adduction d'eau . . . . .	398
VI. — Les redevances perçues par les agences de bassin . . . . .	400
CHAPITRE II. — Etude d'un avant-projet d'alimentation en eau potable . . . . .	401
I. — Etude des données . . . . .	401
II. — Examen des besoins . . . . .	401
III. — Dégrossissage de l'avant-projet . . . . .	401
IV. — Constitution du dossier d'avant-projet . . . . .	404
V. — Mode de calcul du prix de revient du mètre cube d'eau . . . . .	405
CHAPITRE III. — Problèmes posés par l'accroissement de la consommation . . . . .	410
COMPLÈMENTS . . . . .	419
ANNEXE I. — Tables de COLBRONK . . . . .	447
ANNEXE II. — Pertes de charge des accessoires de tuyauteries . . . . .	460
ANNEXE III. — Abaque pour le calcul des tuyaux en matière plastique . . . . .	461
BIBLIOGRAPHIE . . . . .	463
INDEX ALPHABÉTIQUE . . . . .	465

## NOMENCLATURE DES PLANCHES

XIV. — Tableaux de la formule de BAZIN, p. 16.	
XV. — Représentation graphique : conduites issues d'un réservoir-conduites retoulant dans un réservoir, p. 38 et 39.	
XVI. — Types de joints express et standard, p. 42.	
XVII. — Types de joints pour conduites en béton armé, p. 48.	
XVIII. — Robinet-vanne, p. 53.	
XIX. — Robinets 1/4 de tour. Joint de démontage, p. 54.	
XX. — Pompes centrifuges horizontale et verticale (doc. JEUMONT-SCHNEIDER et BERGERON), p. 102.	
XXI. — Graphique d'utilisation de pompes (doc. JEUMONT-SCHNEIDER), p. 141.	
XXII. — Schémas-types de stations de pompage, p. 218 et 219.	
XXIII. — Installation d'une pompe à volute à axe vertical (doc. JEUMONT-SCHNEIDER), p. 223.	
XXIV. — Coup de bélièr — Etude sur adduction gravitaire sans tenir compte des pertes de charge, p. 244.	
XXV. — Coup de bélièr — Etude sur adduction gravitaire en tenant compte des pertes de charge, p. 250.	
XXVI. — Coup de bélièr — Etude d'un volant d'inertie, p. 257.	
XXVII. — Abaque de M. VIBERT pour le calcul simplifié des réservoirs d'air, p. 262.	
XXVIII. — Coup de bélièr — Pertes de charge dans une tuyère (coefficient), p. 271.	
XXIX. — Coup de bélièr — Etude complète d'un réservoir d'air, p. 274 et 275.	
XXX. — Coup de bélièr — Perte de charge dans un diaphragme (coefficient), p. 278.	
XXXI. — Calcul d'un réseau de distribution par la méthode HARDY-CROSS, p. 368.	

### 3. ADDUCTION DES EAUX

---

Nous avons étudié les méthodes de recherche et de captage des eaux ainsi que les moyens utilisés pour les améliorer afin de les rendre potables selon les normes en vigueur (voir tome 1).

Nous examinerons, à présent, les installations à prévoir pour les diriger vers le réservoir d'accumulation, lequel peut se trouver, parfois, très éloigné de la zone des captages.

Nous parlerons de l'adduction gravitaire, qui ne fait intervenir que le seul travail de la pesanteur, puis de l'adduction par refoulement, qui fera appel aux formes courantes de l'énergie, ce qui nous amènera à parler des pompes et des moteurs ainsi que de l'aménagement de l'usine élévatoire.



Dans une adduction gravitaire, le point de captage se situe à une altitude supérieure à celle du réservoir de desserte de l'agglomération.

L'adduction gravitaire se présente également lorsqu'un bassin d'accumulation intermédiaire reçoit, dans un premier temps, l'eau refoulée par une usine et que, dans un deuxième temps, l'eau se trouve évacuée par gravité jusqu'au réservoir de la ville, situé à un niveau plus bas. Cette disposition, commandée par la configuration des lieux ou par la conception même de l'installation, constitue une adduction mixte refoulement-gravitaire.

L'adduction gravitaire s'effectue, soit par aqueduc, soit par conduite forcée.

Avec les aqueducs, il est fait appel à l'écoulement libre de l'eau, c'est-à-dire sans pression, grâce à la pente, ordinairement uniforme sur tout le parcours, que l'on aura étudiée pour pouvoir transiter le débit voulu.

Avec les conduites forcées, il est fait appel à l'écoulement sous pression.

Or, pour l'écoulement d'un même débit, les pertes de charge seront plus importantes dans une conduite forcée que dans un aqueduc à faible pente présentant le même diamètre <sup>(1)</sup>, quand le plan d'eau correspond au passage du débit maximal.

En conséquence, si la pente disponible est très faible et, surtout, s'il s'agit d'un débit important à transiter, l'aqueduc apparaîtra, a priori, comme étant la solution la plus indiquée. Nous verrons, toutefois, les réserves que ce mode d'adduction peut soulever.

C'est ainsi que, pour Paris, l'adduction des eaux souterraines, telle qu'elle a été conçue et réalisée à la fin du siècle dernier, s'effectue par un réseau d'aqueducs de 500 km environ de développement total, les eaux transitées étant issues de régions ne présentant que quelques dizaines de mètres de différence par rapport à la cote d'arrivée aux réservoirs parisiens.

Il est à remarquer, d'ailleurs, que ce mode d'adduction est ordinairement mixte. Si l'aqueduc convient, en effet, quand le tracé se développe sur le plateau, il est nécessaire, pour les traversées de vallées, de faire appel aux conduites forcées.

Signalons cependant, d'ores et déjà, que l'aqueduc constituera, à l'heure actuelle, la solution exceptionnelle qui se concevait surtout à une

<sup>(1)</sup> Les progrès réalisés en matière de revêtements intérieurs atténuent, dans une certaine mesure, ces différences.

époque où l'utilisation de l'énergie — celle fournie, gratuitement, par les rivières, mise à part — était un lourd handicap et où les moyens de relèvement de l'eau faisaient appel à la mise en place d'un impressionnant matériel.

Néanmoins, certaines installations, et non des moindres, comportent une exploitation de tels ouvrages et il est donc nécessaire d'en parler. De plus, dans des cas tout à fait exceptionnels, on peut encore avoir recours à ce mode d'adduction.

Enfin, l'aqueduc peut se concevoir en tant qu'ouvrage collecteur des eaux issues de plusieurs sources. C'est ainsi que l'on procède lorsque l'eau de ces sources peut être acheminée gravitairement ou par refoulement vers un même ouvrage collecteur qui les dirigera vers l'usine de refoulement général, par exemple.

Construits autrefois en maçonnerie avec des matériaux régionaux, ils seraient, aujourd'hui, plutôt réalisés en béton ordinaire ou légèrement armé, fabriqué, de préférence, en usine, en vue de garantir une meilleure étanchéité.

Interdits à ciel ouvert, les aqueducs seront du type fermé.

Quant aux conduites forcées, elles seront constituées par des assemblages de tuyaux fabriqués en usine et à l'aide de matériaux très divers : fonte, acier, béton, matière plastique, etc...

Nous examinerons successivement ces deux modes d'adduction.

## CHAPITRE PREMIER

# AQUEDUCS A PLAN D'EAU LIBRE

### 1. — Équation de l'écoulement

Plusieurs formules ont été proposées pour l'écoulement dans les ouvrages à plan d'eau libre. Nous ne retiendrons, dans ce cours, que la plus utilisée, semble-t-il, la formule de BAZIN, qui donne le débit  $Q$  par l'expression suivante :

$$Q = \Omega V = \Omega \frac{87 \sqrt{RI}}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}} \quad (19)$$

Dans cette formule :

$Q$  est le débit en  $m^3/s$ .

$\Omega$  désigne la section mouillée, en  $m^2$ , c'est-à-dire la surface occupée par l'eau dans le canal.

$V$  est la vitesse moyenne, en  $m/s$ , de l'écoulement applicable à la section  $\Omega$ .

$R$  désigne le rayon hydraulique et s'exprime par le rapport de la surface  $\Omega$  au périmètre  $p$  mouillé correspondant, exprimé en  $m$ .

$$R = \frac{\Omega}{p}$$

$I$  désigne la pente de la ligne d'eau.

$\gamma$  est le coefficient de rugosité des parois.

La vitesse  $V$  est celle qui peut être mesurée en décomposant la section d'écoulement en surfaces élémentaires et en disposant, au centre de gravité de chacune d'elles, un moulinet hydraulique. La technique de cette mesure sera exposée plus loin page 295).

La pente  $I$  est aussi la pente du canal dans le cas du régime permanent uniforme : la hauteur du plan d'eau au-dessus du radier reste constante. Il en est ainsi lorsqu'aucun obstacle ne vient troubler l'écoulement.



Tableaux déduits de la formule de BAZIN donnant les valeurs de  $\frac{Q}{\sqrt{I}} = \frac{87 \Omega R}{\sqrt{R + \gamma}}$ , en fonction du diamètre D de h/D, et pour deux valeurs de  $\gamma$ .

PLANCHE XIV

D h/D	1,75 m		1,80 m		1,90 m		2,00 m		2,10 m		2,20 m		2,30 m		2,40 m		2,50 m		2,60 m		2,70 m		2,80 m	
	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16	0,12	0,16
0,25	16,760	15,755	18,084	17,011	20,788	19,577	23,722	22,370	26,919	25,415	30,299	28,637	34,062	32,223	38,032	36,014	42,194	39,990	46,730	44,328	51,532	48,923	56,607	53,784
0,30	23,686	22,345	25,506	24,079	29,336	27,729	33,524	31,722	37,988	36,129	42,834	40,617	48,014	45,573	53,538	50,864	59,486	56,563	65,948	62,759	72,630	69,172	79,789	76,043
0,35	31,522	29,823	33,947	32,136	39,054	37,017	44,523	42,249	50,469	47,940	56,914	54,117	63,816	60,733	71,249	67,868	79,081	75,390	87,495	83,472	96,469	92,104	105,881	101,160
0,40	40,084	38,010	41,908	40,915	49,517	47,038	56,631	53,852	64,077	60,996	72,299	68,889	81,021	77,266	90,502	86,379	100,399	95,902	111,088	106,194	122,322	117,016	134,413	128,669
0,45	49,216	46,752	52,711	50,105	60,877	57,932	69,440	66,149	78,654	75,000	88,706	84,665	99,389	94,942	110,967	106,089	123,212	117,884	136,195	130,400	150,169	143,879	164,851	158,046
0,50	58,557	55,704	63,071	60,032	72,434	69,021	82,645	78,832	93,631	89,399	105,531	100,851	118,390	113,232	131,958	126,313	146,532	140,369	162,157	155,442	178,513	171,241	195,968	188,106
0,55	68,343	65,093	73,504	70,045	84,381	80,497	96,309	91,971	109,072	104,256	122,964	117,641	137,744	131,888	153,730	147,311	170,654	163,646	188,871	181,239	207,864	199,599	228,439	219,490
0,60	78,027	74,386	83,897	80,026	96,384	92,037	110,120	105,213	124,778	119,377	140,492	134,533	157,370	150,813	175,610	168,421	195,015	187,168	215,802	207,256	237,576	228,323	260,719	250,711
0,65	87,447	83,427	94,064	89,783	108,097	103,288	123,256	117,891	139,711	133,753	157,354	150,777	176,309	169,068	196,806	188,862	218,374	209,717	241,473	232,059	266,164	255,946	291,888	280,852
0,70	96,752	92,360	104,078	99,406	119,436	114,192	136,254	130,400	154,512	148,006	174,013	166,824	194,941	187,041	217,675	209,002	240,316	230,947	266,915	256,639	294,026	282,889	322,638	310,610
0,75	105,093	100,349	113,106	108,062	129,913	124,246	148,095	141,773	167,828	160,806	188,991	181,237	211,900	203,373	236,470	227,114	262,341	252,144	290,036	278,945	319,336	307,319	350,664	337,676
0,80	112,444	107,385	120,889	115,511	138,932	132,892	158,335	151,598	179,389	171,906	202,265	193,992	226,400	217,316	252,957	242,979	280,570	269,695	310,130	298,304	341,805	328,979	374,813	360,970
0,85	118,790	113,445	127,715	122,032	146,772	140,391	167,269	160,151	189,512	181,607	213,682	204,942	239,172	229,577	267,224	256,683	296,400	284,912	327,622	315,129	361,089	347,540	395,966	381,342
0,90	123,063	117,488	132,362	126,433	152,131	145,466	173,498	166,059	196,474	188,227	221,568	212,441	248,144	238,118	277,014	266,011	307,317	295,313	339,533	326,499	373,947	359,823	410,664	395,383
0,95	124,513	118,775	133,887	127,794	153,773	146,923	175,563	167,905	198,802	190,315	224,075	214,679	250,943	240,627	280,142	268,823	310,766	298,422	343,677	330,252	378,489	363,946	415,637	399,908

Premier exemple. — Calcul de la pente de la ligne d'eau au droit de la tête  
amont d'un siphon si, dans l'aqueduc de 2,00 m de diamètre, transitant un débit  
de 130 000 m³/j, la hauteur du plan d'eau à cette tête est de 0,96 m ( $\gamma = 0,12$ )

$$h/D = \frac{0,96}{2} = 0,48$$

Dans les tableaux, nous relevons :

$$h/D = 0,45, \frac{Q}{\sqrt{I}} = 69,44 \qquad h/D = 0,50, \frac{Q}{\sqrt{I}} = 82,64$$

Par extrapolation, on trouve :  $h/D = 0,48$  et  $\frac{Q}{\sqrt{I}} = 77,36$

Pour  $Q = 130\,000\text{ m}^3/\text{j}$  ou  $1,51\text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\sqrt{I} = \frac{1,51}{77,36} = 0,0195$ .  
Donc  $I = 0,000382$ .

Deuxième exemple. — Calcul du diamètre D d'un aqueduc qui doit trans-  
porter 160 000 m³/j sous une pente de 0,30 m par km.

$$Q = 160\,000\text{ m}^3/\text{j} \text{ ou } 1,850\text{ m}^3/\text{s}; \quad \frac{Q}{\sqrt{I}} = \frac{1,850}{\sqrt{0,0003}} = 106,9$$

Pour  $h/D = 0,75$  et  $\gamma = 0,16$ , on trouve pour  $\varnothing$  1,80 m

Premier exemple. — Calcul de la pente de la ligne d'eau au droit de la tête amont d'un siphon si, dans l'aqueduc de 2,00 m de diamètre, transitant un débit de 130 000 m<sup>3</sup>/j, la hauteur du plan d'eau à cette tête est de 0,96 m ( $\gamma = 0,12$ )

$$h/D = \frac{0,96}{2} = 0,48$$

Dans les tableaux, nous relevons :

$$h/D = 0,45, \frac{Q}{\sqrt{I}} = 69,44 \quad h/D = 0,50, \frac{Q}{\sqrt{I}} = 82,64$$

Par extrapolation, on trouve :  $h/D = 0,48$  et  $\frac{Q}{\sqrt{I}} = 77,36$

Pour  $Q = 130\,000 \text{ m}^3/\text{j}$  ou  $1,51 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\sqrt{I} = \frac{1,51}{77,36} = 0,0195$ .

Donc  $I = 0,000382$ .

Deuxième exemple. — Calcul du diamètre D d'un aqueduc qui doit transporter 160 000 m<sup>3</sup>/j sous une pente de 0,30 m par km.

$$Q = 160\,000 \text{ m}^3/\text{j} \text{ ou } 1,850 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \frac{Q}{\sqrt{I}} = \frac{1,850}{\sqrt{0,0003}} = 106,9$$

Pour  $h/D = 0,75$  et  $\gamma = 0,16$ , on trouve pour  $\varnothing 1,80 \text{ m}$   
 $\frac{Q}{\sqrt{I}} = 108,06 \neq 106,9$ ; l'aqueduc aura donc un diamètre de 1,80 m

La pente  $I$  est différente de la pente du canal lorsqu'une discontinuité de la section courante de l'aqueduc s'interpose sur le parcours et dont les cas les plus fréquents sont les suivants : traversée de vallée par siphon, arrivée de l'aqueduc au réservoir. Il en résulte un régime graduellement varié, caractérisé par le fait que la hauteur du plan d'eau au-dessus du radier varie avec la distance à la discontinuité considérée, les filets liquides restant sensiblement parallèles au radier de l'ouvrage.

Les régimes envisagés ci-dessus sont ceux que l'on rencontre principalement dans les ouvrages d'adduction à très faible pente, de l'ordre de quelques dixièmes de mm par m. Un exemple du deuxième cas sera traité page 83.

Le coefficient de rugosité  $\gamma$  peut être pris égal à 0,16 pour les tuyaux en béton, les aqueducs enduits; il en résultera ainsi une certaine marge de sécurité.

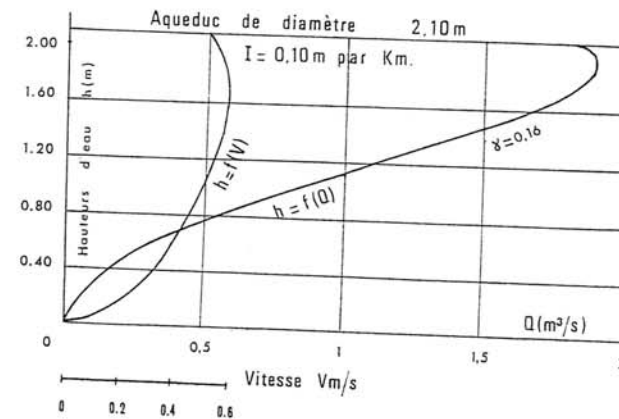


FIG. 117. — Courbe des hauteurs d'eau en fonction des débits pour un ouvrage de pente  $I$  donnée.

On démontre que le débit maximal est atteint, pour un ouvrage circulaire de pente donnée, non quand la section est totalement remplie, à la manière d'une conduite forcée, mais quand l'aqueduc n'est seulement plein qu'aux environs des  $\frac{95}{100}$  de sa hauteur (angle au centre =  $308^\circ$ ) (fig. 117).

Des considérations théoriques plus précises sont indiquées dans une note complémentaire en fin de volume (page 419).



## II. — Canaux d'amenée à ciel ouvert

Ce type de canal peut être utilisé en agriculture pour conduire les eaux d'irrigation, par exemple, ou évacuer des eaux de drainage. Un profil trapézoïdal ou un profil demi-circulaire sont souvent adoptés. Parmi les profils trapézoïdaux, c'est le demi-hexagone qui présente la section la plus économique. Le projet d'établissement d'un tel canal se conduit d'une manière analogue au projet d'un aqueduc fermé tel que nous allons l'examiner maintenant.

## III. — Aqueducs fermés

### a) Section des aqueducs.

A partir de l'équation générale d'écoulement, nous allons pouvoir étudier le projet d'un aqueduc. Quelle forme de section choisirons-nous?

Autrefois, les Anciens adoptaient la section rectangulaire. Les ouvrages récents sont, soit ovoïdes, soit circulaires, la préférence allant à ces derniers, en raison de la facilité de l'exécution et du plus grand débit transporté. A titre d'exemple, les aqueducs qui transitent les eaux souterraines captées par la Ville de Paris sont (fig. 118) :

— du type ovoïde pour l'aqueduc de la Dhuis : long de 130 km il peut porter un débit de 40 000 m<sup>3</sup>/j avec une pente de 0,10 m par km; il aboutit au réservoir de Ménilmontant;

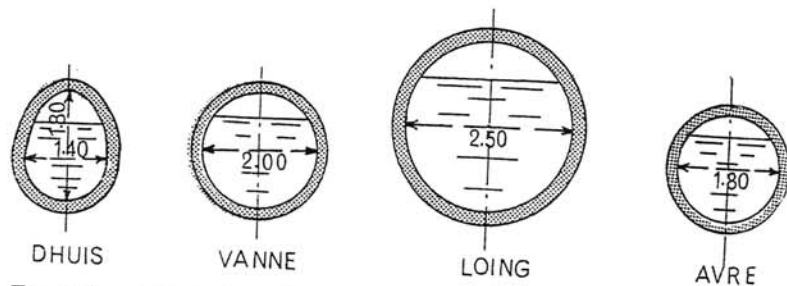


FIG. 118. — Coupes types des aqueducs alimentant PARIS en eaux souterraines.

— du type circulaire pour l'aqueduc de la Vanne : long de 140 km environ, il peut porter 140 000 m<sup>3</sup>/j avec une pente de 0,10 m par km et un diamètre intérieur de 2,00 m; il aboutit au réservoir de Montsouris;

— du type circulaire pour l'aqueduc du Loing : long de 75 km environ, il peut porter 220 000 m<sup>3</sup>/j avec une pente de 0,10 m par km et un diamètre intérieur de 2,50 m; il aboutit également au réservoir de Montsouris;

— du type circulaire également pour l'aqueduc de l'Avre : long de 102 km, il peut transiter 160 000 m<sup>3</sup>/j avec une pente de 0,30 m par km et un diamètre intérieur de 1,80 m; il aboutit au réservoir de Saint-Cloud.

Tous ces ouvrages, construits à la fin du siècle dernier, sont en maçonnerie de moellons de 0,25 m d'épaisseur moyenne.

La vitesse de l'eau dans les aqueducs reste faible et oscille autour de 0,60 m à la seconde. Il est bon de rester en deçà de 1,20 m.

On constate, par ailleurs, que la pente de ces ouvrages est également très faible.

### b) Projet d'établissement d'un aqueduc.

Le projet d'établissement d'un tel ouvrage sera étudié en fonction du débit à transiter et de la pente qui pourra lui être donnée en régime permanent uniforme, compte tenu de la déclivité du sol naturel. Cette pente devra conduire à des vitesses raisonnables d'écoulement, de l'ordre de 1,00 m/s; elle devra, autant que possible, rester constante d'une extrémité à l'autre, afin de ne pas multiplier les types de section; une section de l'ouvrage pourra donc être déterminée. On choisira une section circulaire; la section d'écoulement sera prise avec une hauteur égale, environ, aux 3/4 du diamètre de l'ouvrage. Les tableaux de la planche XIV pourront être utilisés.

Une première étude de détermination de la section pourra être faite par considération d'une pente donnée par la différence des altitudes extrêmes, rapportées à la longueur approximative de l'adduction déterminée par un premier tracé <sup>(1)</sup>. On obtiendra ainsi une succession de tronçons qui seront arrêtés au droit des traversées de vallées. Il est évident que ce tracé ne pourra s'effectuer que par essais successifs. Un fond de plan en courbes de niveau sera très utile puisque les aqueducs, présentant des pentes faibles, suivront sensiblement les lignes de niveau.

Les traversées de vallées ne pourront s'effectuer que par des conduites forcées; leur calcul sera indiqué plus loin (§ X), la perte de charge totale engendrée par les frottements étant mesurée par la différence de niveau entre les plans d'eau amont et aval de part et d'autre de la vallée. L'ensemble

<sup>(1)</sup> Pour dégrossir le projet, on peut tabler, en première étude, sur une longueur réelle égale, environ, à 1,4 fois la distance en ligne droite.



de l'adduction sera harmonisé de façon que ces traversées s'effectuent avec des conduites de même diamètre, si possible, c'est-à-dire présentant une perte de charge unitaire identique.

Le tracé, tel qu'il aura été étudié en première approximation, pourra ne pas convenir si, par exemple, le profil en long montre que l'ouvrage est trop enterré à certains endroits et se poursuit, plus loin, en élévation, sur de grandes distances. Une rectification de tracé, entraînant une modification de la longueur, nécessitera alors une révision de la valeur de la pente et, peut-être, de la section.

Un aqueduc est, en principe, un ouvrage assez peu enterré. Toutefois, sa pente restant une constante et le profil du sol étant irrégulier, nous serons amené à prévoir des sections d'ouvrages différentes selon la profondeur de construction afin d'avoir des ouvrages parfaitement stables.

En bon terrain, et lorsque l'ouvrage est enterré avec une charge de terre de 1,00 m par exemple, l'ouvrage est construit directement en tranchée.

Si le terrain n'est pas sûr, il est nécessaire de faire reposer l'aqueduc sur des arcades en maçonnerie dont les piles descendent au bon sol. Dans ce cas, l'aqueduc présente ordinairement des piédroits verticaux (fig. 119).

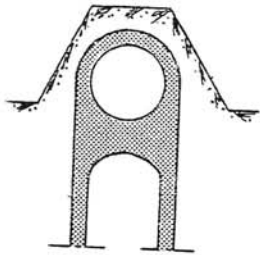


FIG. 119. — Coupe type en mauvais terrain.

Le même dispositif est utilisé quand le tracé conduit à un tronçon d'aqueduc en élévation au-dessus du sol. Enfin, quand l'aqueduc est trop profond, il est construit en souterrain.

Pour les traversées de vallées étroites, il a été parfois préféré, en vue de limiter les pertes de charge et devant la faible pente générale disponible, de faire reposer l'aqueduc sur un véritable ouvrage d'art (fig. 120), conférant, de plus, au profil, une longueur plus courte

que celle qu'aurait donné le développement de conduites forcées posées selon le profil du terrain. De nombreux cas de ce genre se présentent sur les grandes adductions parisiennes d'eaux souterraines : arcades de la Vanne dans le département de l'Yonne et en forêt de Fontainebleau, pont-aqueduc d'Arcueil pour la traversée de la Bièvre, pour ne citer que les plus connus.

Pour les traversées des larges vallées, les ouvrages d'art se limitent aux franchissements de voies d'eau, routes, voies ferrées. L'aqueduc s'arrête à la limite des plateaux et une ou plusieurs conduites forcées le remplacent dans la traversée de la vallée. Ces conduites constituent un siphon renversé (fig. 120).

Si nous devions étudier un projet d'aqueduc à l'heure actuelle, il semble, que les ouvrages d'art pourraient être très limités en nombre et en importance.

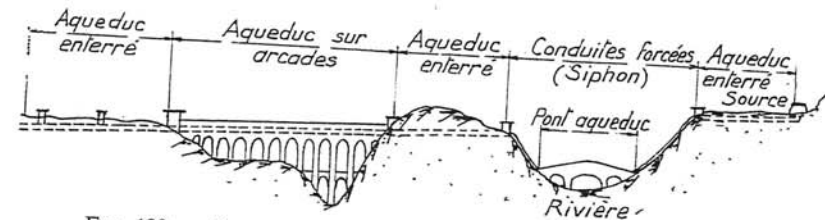


FIG. 120. — Ouvrages divers sur une adduction à plan d'eau libre.

### c) Ouvrages accessoires des aqueducs.

Les ouvrages accessoires rencontrés sur le tracé des aqueducs sont les suivants :

— *Les regards en maçonnerie* (fig. 121) pour permettre la visite de l'aqueduc lorsqu'il est hors d'eau, ou en chômage, pour employer un terme d'exploitation. Ils sont établis tous les 500 m environ.

— *Les têtes de siphon*. Ce sont des ouvrages qui marquent la séparation entre l'aqueduc et la conduite forcée. Le point de départ des conduites s'effectue dans une chambre en maçonnerie, représentée par la figure 122. En vue de limiter, au minimum, les pertes de charge en ces emplacements, l'inclinaison des conduites, au départ et à l'arrivée dans ces chambres, restera comprise entre 25 et 30° (fig. 123).

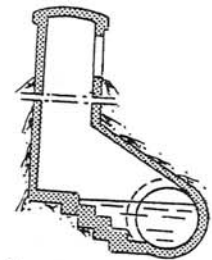


FIG. 121. — Regard d'accès.

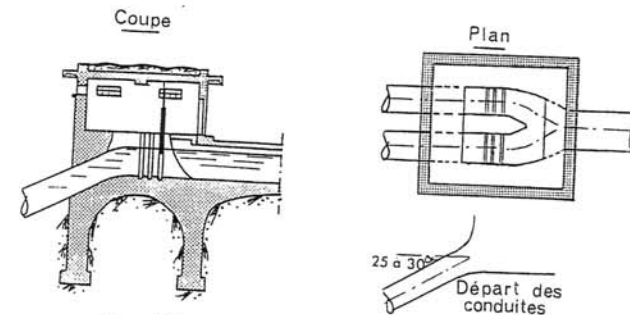


FIG. 122. Tête de siphon. FIG. 123. Plan. FIG. 123. Départ des conduites.

Il y a, bien entendu, deux têtes de siphon par vallée, l'une se nomme tête amont, côté captage, l'autre, tête aval, côté réservoir.



— *Les traversées de route.* Il arrive qu'aux traversées de route, le niveau du radier soit tel qu'il ne permette pas de passer l'aqueduc au-dessus de la route, car la hauteur restante serait bien inférieure au gabarit. On résout le problème en construisant un siphon de route. Un certain nombre de conduites forcées, deux ou trois parfois, sont posées sous la route et se raccordent de chaque côté à deux têtes de siphon. Pour éviter les pertes de charge singulières au passage du siphon, il y a lieu d'établir les conduites avec la faible inclinaison donnée ci-dessus.

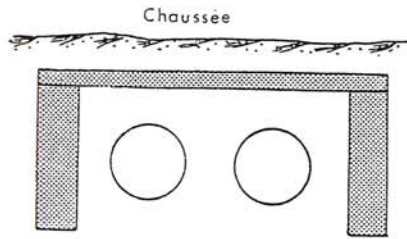


FIG. 124. — Traversée de route

Si ces conduites devaient être protégées à la traversée de la chaussée, une dalle en béton armé pourrait être construite au-dessus d'elles (fig. 124).

— *Les déversoirs de superficie.* Il est bon de prévoir, sur le parcours, des déversoirs de côté permettant d'évacuer l'eau dans le cas de manœuvres à l'aval, conduisant à une surélévation du plan d'eau. Comme

les aqueducs ne doivent pas être mis en charge, la maçonnerie ne pouvant supporter des efforts de traction, l'eau est évacuée par ces déversoirs, accolés le plus souvent aux têtes de siphon. Le flot est alors dirigé vers le fond de la vallée par une conduite spéciale.

#### d) Surveillance des aqueducs.

Les aqueducs doivent faire l'objet d'une surveillance attentive. Du point de vue étanchéité, surtout, ils demandent à être surveillés; ils peuvent se fissurer, se disloquer, sous la pression ou le mouvement du terrain. Ces fissures ne peuvent se voir qu'à l'occasion de chômages, quand elles se produisent dans les parties enterrées. Elles peuvent aussi apparaître dans les parties en élévation, mais elles ont une autre origine. En effet, dans les parties d'ouvrages en élévation, une face peut être exposée au soleil, l'autre étant à l'ombre. Il en résulte une différence de température, parfois très importante, et il peut apparaître des dilatations différentielles engendrant des efforts internes dans les maçonneries, d'où fissure et perte d'eau.

Quand la fissure résulte d'un mouvement du terrain, la réparation consiste, soit à exécuter un cuvelage à l'aide d'un gros enduit de 0,05 m armé de métal déployé, soit à procéder à des injections de sable et ciment derrière les maçonneries, à condition d'opérer sous faible pression.

Quand la fissure résulte d'une dilatation, il faut l'obturer non au ciment, mais à l'aide de produits noirs injectés, par exemple, sous pression, à condition, toutefois, que ces produits ne donnent pas de goût à l'eau. Dans le cas de fissurations importantes, de bons résultats sont obtenus par l'exécution d'un revêtement intérieur, soit à l'aide de plomb en feuille, soit par utilisation de feuilles d'acier semi-inoxydable, revêtues, au besoin, d'un enduit appliqué au canon à ciment sur une armature en métal déployé, soudée sur les feuilles de tôle.

Les aqueducs sont enduits intérieurement de mortier de ciment sur 0,02 m d'épaisseur. Mais il arrive parfois qu'un enduit naturel se superpose au précédent sous forme de tartre dont l'épaisseur peut atteindre plusieurs centimètres, par suite du départ du  $\text{CO}_2$ .

La température de l'eau transportée dans ces ouvrages reste sensiblement constante. Dans ce but, on prend la précaution, pour les parties en élévation, de protéger l'aqueduc à sa partie supérieure par une couche de terre.

#### e) Protection sanitaire des aqueducs.

Les aqueducs à plan d'eau libre, du fait qu'ils risquent de se fissurer, sont exposés à des contaminations extérieures puisque l'eau se trouve transportée sans pression. Aussi, ces ouvrages doivent-ils faire l'objet d'une protection sanitaire particulière et, dans ce but, il sera préférable d'installer l'ouvrage dans l'axe d'une emprise suffisamment large, acquise en toute propriété. C'est ainsi que les aqueducs qui transitent les eaux souterraines captées pour les besoins de Paris sont installés dans l'axe d'une bande de terrain, dont la largeur moyenne est de 10,00 m et, dans certains cas, 20,00 m.

La circulaire du 15 mars 1962 prévoit, notamment, à ce sujet :

» Une zone *non aedificandi* d'une largeur à fixer dans chaque cas d'espèce sera réservée de part et d'autre de la conduite.

» Aucun dépôt de fumier, d'immondices ou matières quelconques susceptibles de souiller les eaux d'alimentation ne pourra être disposé, en principe, à moins de 20 m des ouvrages d'adduction...

» Aucune fosse d'aisance ne pourra être établie à moins de 40 m de la conduite, sauf dispositions spéciales approuvées par les autorités sanitaires...

» Lorsqu'une conduite d'alimentation sera établie parallèlement à une canalisation d'eaux usées, mais à plus de 25 m de cette dernière, la génératrice inférieure de la 1<sup>re</sup> devra être à une cote d'altitude supérieure d'au moins 0,50 m à celle de la génératrice supérieure de la seconde.

» Au cas où l'on ne pourrait ménager entre les deux ouvrages qu'une distance inférieure à 25 m, l'ouvrage d'assainissement devra être constitué par une canalisation étanche en galerie visitable. La galerie visitable ne pourra être utilisée, le cas échéant, que pour le transport d'eaux pluviales, moyennant les précautions ci-dessus indiquées.

» Lorsque l'ouvrage d'adduction doit être établi transversalement à la canalisation d'eaux usées, il devra passer au-dessus de celle-ci.



» En cas d'impossibilité, la canalisation d'eaux usées sera placée en fourreau étanche avec regards de visite. »

#### f) Conclusions sur ce mode d'adduction.

Sur le plan uniquement constructif, la nécessité de prévoir un ouvrage de pente faible et sensiblement constante d'une extrémité à l'autre du tracé conduira, ordinairement :

- à un allongement du tracé,
- à l'acquisition de terrains nécessaires à l'implantation de l'ouvrage,
- à l'exécution de travaux confortatifs parfois très importants dans les traversées de mauvais terrains,
- à l'exécution de travaux souterrains aux franchissements obligés de crêtes,
- à l'exécution, parfois, d'ouvrages d'art d'une certaine importance pour les franchissements de vallées.

En conclusion, une adduction gravitaire par aqueduc sera, généralement, une solution coûteuse en frais de premier établissement et, par la suite, l'entretien et la surveillance de ces installations difficilement étanches, représenteront, chaque année, des dépenses loin d'être négligeables.

## CHAPITRE II

### LES CONDUITES FORCÉES

Les conduites forcées se rencontrant, tant en adduction gravitaire ou par refoulement qu'en distribution à partir du réservoir, nous examinerons après quelques rappels d'hydraulique, les points ci-après qui s'appliquent quelle que soit la forme de l'adduction sous pression envisagée :

- types de tuyaux utilisés et organes accessoires des réseaux ;
- pose des conduites d'eau ;
- butées et amarrages des conduites.

Ensuite, nous étudierons les dispositions s'appliquant plus spécialement à la détermination de la conduite forcée d'amenée gravitaire.

En fin de chapitre, nous verrons le cas particulier d'une adduction gravitaire comportant aqueduc et siphon.

#### 1. — Rappel d'hydraulique générale

##### a) Formules fondamentales.

L'écoulement de l'eau dans les conduites forcées a fait l'objet de nombreuses formules qui ont été traduites en abaques ou mises sous forme de tableaux.

Cette diversité montre les difficultés qu'ont rencontré les auteurs en vue d'établir une expression générale satisfaisante tenant compte, à la fois, de tous les paramètres intervenant dans la résistance à l'écoulement et tels que : nature du tuyau, nature et état du revêtement (degré d'usure, incrustations), viscosité du liquide transporté.

Toutefois, ces diverses influences peuvent être groupées sous un coefficient unique  $\lambda$  dit de perte de charge pour montrer dans quelle mesure



interviennent les facteurs principaux, diamètre  $D$  et vitesse moyenne  $V$  dans l'expression de la perte de charge  $j$  par mètre due au frottement de l'eau contre les parois. Cette forme générale s'exprime comme suit :

$$j = \frac{\lambda V^2}{2gD} = c \frac{Q^2}{D^5} \quad \text{avec} \quad c = \frac{8\lambda}{\pi^2 g}$$

Le coefficient  $c$  varie selon les auteurs; DUPUIT a donné pour  $j$  l'expression :

$$j = 0,001858 \frac{Q^2}{D^{5,46}}$$

Les formules modernes font varier  $\lambda$  avec le diamètre, le coefficient  $k$  de rugosité et le nombre de Reynolds, variations assez faibles toutefois pour des diamètres voisins et le même  $k$ .

Une formule très couramment utilisée est celle de COLEBROOK, pour laquelle MM. KOCH et VIBERT ont dressé un tableau des pertes de charge en fonction des débits pour différents diamètres,  $\lambda$  étant mesuré sur abaque (voir annexe 1 et lire attentivement le nota).

Si l'on envisage une même conduite ou des conduites de diamètres assez voisins et à rugosité égale,  $c$  est ou peut être considéré comme constant et la forme générale ci-dessus permet d'établir, avec une approximation suffisante dans la pratique :

1° qu'une conduite de diamètre  $D$  qui débite  $q_1$  avec une perte de charge  $j_1$  débitera  $q_2$  avec une perte de charge  $j_2$  selon la relation :

$$\frac{j_1}{j_2} = \frac{q_1^2}{q_2^2} \quad (20)$$

Cette relation peut être avantageusement utilisée lorsque l'on désire exprimer les valeurs des pertes de charge dans une conduite pour différents débits alors que l'on a pu mesurer la perte de charge pour le passage d'un débit connu.

Elle peut être également utilisée quand, dans un tableau, on ne trouve pas exactement la valeur de la perte de charge pour le débit  $q_1$  à transiter. Il suffit de lire  $j_2$  pour le débit  $q_2$  lu dans le tableau et l'on a :

$$j_1 = j_2 \frac{q_1^2}{q_2^2}$$

*Exemple.* — Quelle est la perte de charge  $j_1$  pour  $q_1 = 120$  l/s dans un  $\varnothing$  0,500 m?

Le tableau donne  $q_2 = 117,8$  l/s pour  $j_2 = 0,00105$ , donc :

$$j_1 = 0,00105 \times \frac{120^2}{117,8^2} = 0,0011$$

2° qu'à perte de charge égale, des conduites de diamètres  $D$  et  $D'$  présenteront des débits  $Q$  et  $Q'$  liés par la relation :

$$\frac{Q}{Q'} = \left( \frac{D}{D'} \right)^{5/2} \quad (21)$$

Quant à la perte de charge totale  $J$ , elle s'exprime en multipliant la perte de charge unitaire  $j$  par la longueur  $L$  de la conduite :

$$J = jL = c \frac{Q^2 L}{D^5}$$

En conséquence,  $j = \frac{J}{L}$  a la valeur d'une pente.

Par ailleurs, on peut écrire également :

$$\frac{J}{Q^2} = \frac{cL}{D^5} = R$$

$R$  est appelée la résistance de la conduite, car ce terme groupe tous les facteurs qui ne dépendent que de la conduite elle-même : état de paroi, longueur, diamètre; il traduit la résistance offerte au passage de l'eau dans ladite conduite.  $R$  a pour dimensions  $L^{-5}T^2$ .

#### b) Cas particuliers.

La forme générale donnée pour  $j$  permet de résoudre certains cas particuliers tels que la recherche de la conduite équivalente à un ensemble de conduites en série ou en parallèle.

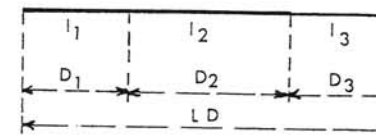


FIG. 125. — Conduites en série.

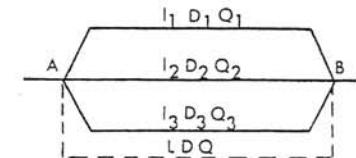


FIG. 126 — Conduites en parallèle.

Dans la disposition en série, l'ensemble est composé d'une succession de plusieurs tronçons de différents diamètres régnant sur des longueurs différentes (fig. 125).

La conduite équivalente à cette conduite mixte est celle pour laquelle le débit  $Q$  qu'elle transiterait engendrerait la même perte de charge totale  $J$  que celle occasionnée par le passage de ce même débit  $Q$  dans les tronçons de diamètre et de longueur différents qui se font suite.

Or, à l'extrémité du dernier tronçon, la perte de charge totale  $J$  sur la longueur  $L = l_1 + l_2 + l_3$  est égale à la somme des pertes de charge totales élémentaires relatives à chaque tronçon. On a donc la relation :

$$J = \frac{cQ^2L}{D^5} = cQ^2 \left( \frac{l_1}{D_1^5} + \dots + \frac{l_n}{D_n^5} \right)$$

ou, pour des valeurs de  $c$  identiques :

$$\frac{L}{D^5} = \sum \frac{l_i}{D_i^5}$$

relation qui permet de trouver la valeur du diamètre  $D$  théoriquement équivalent. Pratiquement, il y aurait lieu de prendre le diamètre commercial immédiatement supérieur.

Quand un ensemble de conduites, issu d'un même point, aboutit également à un autre même point, les diamètres et les longueurs étant différents (fig. 126), on a un réseau de conduites en parallèle.

La conduite équivalente à ce faisceau de canalisations en parallèle est celle pour laquelle le débit total  $Q$  qui y circulerait engendrerait une perte de charge totale identique à celle créée par le passage des débits élémentaires  $q_1, q_2 \dots q_n$ , dont la somme est égale à  $Q$ , dans les conduites correspondantes du faisceau.

Pour le cas simple de la figure 126, le diamètre théorique  $D$  de la conduite de longueur  $L$  équivalente à l'ensemble des trois conduites résulte de l'égalité de la perte de charge totale entre A et B, quelle que soit la conduite envisagée. (En effet, les points A et B étant communs pour toutes les conduites, on ne peut concevoir, en chacun de ces points, des pressions différentes à l'intérieur des conduites.) De plus, il faut exprimer que le débit  $Q$ , transité par la conduite équivalente, est égal à la somme des débits  $q_1 + q_2 + q_3$  transités par chaque conduite du faisceau. On a donc :

$$Q = \sqrt{\frac{D^5 J}{Lc}}; \quad q_1 = \sqrt{\frac{D_1^5 J}{l_1 c}}; \quad q_2 = \sqrt{\frac{D_2^5 J}{l_2 c}}; \quad q_3 = \sqrt{\frac{D_3^5 J}{l_3 c}}$$

Puisque  $Q = q_1 + q_2 + q_3$ , on aura, pour des valeurs de  $c$  identiques :

$$\sqrt{\frac{D^5}{L}} = \sum \sqrt{\frac{D_i^5}{l_i}}$$

ce qui permet de trouver la valeur du diamètre théorique équivalent. Pratiquement, on prendra le diamètre commercial immédiatement supérieur.

Si les conduites présentent la même longueur, nous pouvons utiliser le tableau de THIEM donné ci-dessous qui indique, pour les différents diamètres, la valeur relative des débits qui engendrent des pertes de charge unitaires identiques. Par exemple, 30 l/s dans une conduite de 150 mm donnent la même perte de charge que 805 l/s dans une conduite de 500 mm ou 6 966 l/s dans une conduite de 1 100 mm, etc...

Diamètres en milli-mètres	Unités de débit	Diamètres en milli-mètres	Unités de débit	Diamètres en milli-mètres	Unités de débit	Diamètres en milli-mètres	Unités de débit
40	0,8	150	30	400	441	900	4 027
50	1,5	175	46	450	606	1 000	5 370
60	2,5	200	66	500	805	1 100	6 966
80	5,4	250	122	600	1 331	1 200	8 827
100	10	300	201	700	2 029	1 250	9 785
125	18	350	305	800	2 921	1 500	16 240

Ce tableau a été établi à partir de la relation :

$$\frac{Q}{Q'} = \left( \frac{D}{D'} \right)^{2,73}, \text{ tirée de la formule de DUPUIT donnée plus haut; elle}$$

est très légèrement différente de l'expression (21) mais cadre assez bien avec la formule de COLEBROOK.

A partir d'une « unité de débit » arbitraire prise égale à 10 pour le diamètre de 100 mm, THIEM a calculé les valeurs des « unités de débit » pour d'autres diamètres en application de la formule ci-dessus. Ce tableau permet de résoudre des problèmes tels que celui-ci.

Deux tuyaux, l'un de 0,150 m, l'autre de 0,250 m, posés parallèlement, partent d'un même réservoir et transitent ensemble 80 l/s; sachant que leur longueur est identique et que ces tuyaux se rejoignent en un même point :

1° par quel tuyau de diamètre unique peut-on remplacer ces deux canalisations?



2° si l'on conserve ces deux conduites, quel est le débit transité par chacune d'elles?

La perte de charge unitaire étant la même pour chacun des tuyaux, on peut appliquer le tableau de THIEM :

Pour répondre à la première question, il suffit d'écrire :

au diamètre de 0,150 m correspond ..... 30 unités de débit  
au diamètre de 0,250 m correspond ..... 122 unités de débit

TOTAL ..... 152

Il reste à rechercher, dans le tableau, le diamètre commercial le plus approchant auquel correspondent 152 unités de débit; nous trouvons ainsi le diamètre de 0,300 m.

Pour répondre à la deuxième question, il suffit d'écrire que 152 unités de débit correspondent à 80 l/s; donc, par une simple règle de trois, on trouve que la conduite de 0,150 m débitera :  $\frac{80 \times 30}{152} = 16$  l/s et l'autre :  $80 - 16 = 64$  l/s.

### c) Caractéristique d'une conduite.

On appelle caractéristique d'une conduite la courbe qui représente pour une canalisation de diamètre  $D$  et de longueur  $L$ , les variations de la perte de charge totale en fonction du débit. C'est la traduction, dans un système de coordonnées  $JQ$ , de l'expression :

$$J = c \frac{Q^2 L}{D^5}$$

Cette notion mettant notamment en jeu la longueur totale  $L$  de la conduite, nous pouvons dire que l'expression ci-dessus traduit les variations de  $J$  en fonction de  $Q$  à l'extrémité de la conduite. Pour tout autre point de la canalisation, la courbe serait différente, puisque  $L$  ne serait plus le même. Cette courbe permet également de faire apparaître la résistance de la conduite  $\frac{J}{Q^2}$  qui sera d'autant plus grande que la concavité de la courbe sera plus accentuée (fig. 127).

La courbe obtenue est une parabole d'axe  $OJ$  qui peut être tracée facilement à l'aide des tableaux donnant les pertes de charge (un point suffit, cette parabole étant tangente en  $O$ ).

Appliquons cette notion à la résolution graphique du problème suivant :

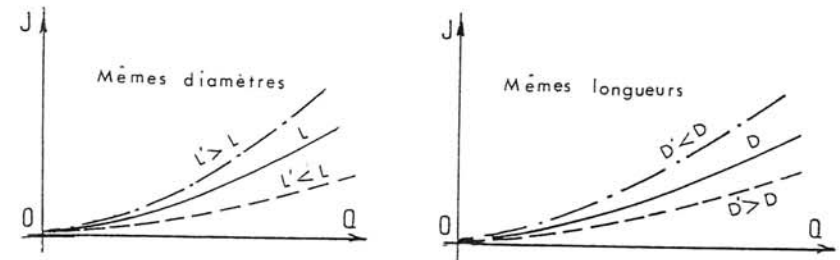


FIG. 127. — Courbes caractéristiques d'une conduite dans diverses hypothèses.

Deux conduites sont issues d'un même nœud et aboutissent également à un même nœud après avoir emprunté des parcours différents. L'une a pour diamètre  $D_1$  et pour longueur  $L_1$ ; l'autre a pour diamètre  $D_2$  et pour longueur  $L_2$ . Si le débit global transité est  $Q$ , quelles sont les valeurs des débits  $q_1$  et  $q_2$  véhiculés par chacune des conduites?

Les conduites, ayant des extrémités communes, auront la même perte de charge  $J$  totale, mais des pertes de charge unitaires différentes, les longueurs étant différentes. Nous ne pouvons donc utiliser le tableau de THIEM.

Mais nous pouvons tracer facilement (fig. 128) les courbes 1 et 2, caractéristiques de chacune des conduites.

Or, si l'on imagine une conduite hypothétique équivalente à l'ensemble de ces deux canalisation, sa caractéristique devrait correspondre à celle obtenue en additionnant, pour une même perte de charge, les abscisses de chaque courbe, donnant ainsi la courbe  $(1 + 2)$ .

En effet, selon le principe des conduites parallèles, il s'écoulera, pour une valeur donnée  $J$  de la perte de charge totale entre les deux nœuds, des débits  $q$  et  $q'$  bien définis dans chacune des conduites du faisceau ou, encore, un débit  $(q + q')$  dans une conduite équivalente à cet ensemble.

En conséquence, il suffira d'élever, à partir du point d'abscisse  $Q$ , une verticale qui coupera la caractéristique  $(1 + 2)$  au point  $P$  et de mener

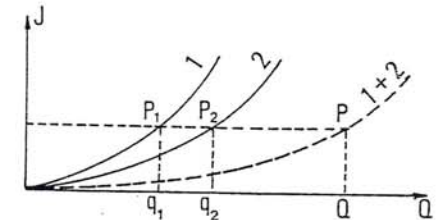


FIG. 128. — Détermination graphique des débits transités par deux conduites en parallèle.

l'horizontale passant par ce point. Elle coupera 1 et 2 aux points  $P_1$  et  $P_2$  correspondant aux débits  $q_1$  et  $q_2$  cherchés.

Nous verrons, plus loin, une généralisation de ce problème.

#### d) Profil piézométrique.

Considérons une conduite de diamètres  $D_1, D_2, D_3, D_4$  issue d'un réservoir dans lequel le plan d'eau se maintient constant; le théorème de BERNOULLI appliqué entre deux sections quelconques 1 et 2 (fig. 129), permet d'écrire si  $Q$  reste constant :

$$z_1 + \frac{p_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} - \left( z_2 + \frac{p_2}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} \right) = J_{1-2}$$

$J_{1-2}$  étant la perte de charge totale engendrée dans le tronçon 1 — 2.

Si l'on porte, en des points tels que 1 et 2, les verticales  $\left( z + \frac{p}{\varpi} + \frac{V^2}{2g} \right)$  correspondantes, les droites joignant les extrémités de ces verticales forment un profil appelé ligne de charge de la conduite (profil  $A'B'C'D'E'$ ).

En ajoutant à ces verticales de rang  $n$  le terme  $J_{0-n}$  correspondant aux pertes de charge dans le tronçon compris entre l'origine et la verticale considérée, on obtient une suite de points qui se situent sur une même horizontale. C'est la traduction de la loi de conservation de l'énergie qu'exprime la relation de BERNOULLI.

Les termes  $z$ ,  $\frac{p}{\varpi}$  et  $\frac{V^2}{2g}$  ont la dimension d'une longueur.

$z$  représente l'énergie potentielle, en mètres.

$\frac{p}{\varpi}$  représente l'énergie due à la pression.

$\frac{V^2}{2g}$  représente l'énergie due à la vitesse, ou énergie cinétique. <sup>(1)</sup>

La somme de ces trois termes s'exprime en mètres d'eau. Pour cela,

$p$  sera exprimé en  $N/m^2$  (ou en pascals),

$\varpi$  ou poids volumique sera exprimé en  $N/m^3$ ,

$V$  sera exprimé en  $m/s$ ,

$g$  est l'accélération de la pesanteur.

Si, maintenant, dans les termes  $\left( z + \frac{p}{\varpi} + \frac{V^2}{2g} \right)$  on néglige  $\frac{V^2}{2g}$  qui, en tout état de cause, est relativement faible (quelques centimètres), les

<sup>(1)</sup> Du fait de l'inégale répartition des vitesses dans une section droite de la conduite, on devrait écrire  $\frac{\alpha V^2}{2g}$  (voir renvoi page 419). En fait,  $\alpha$  étant très proche de l'unité, nous conserverons, par la suite, l'écriture  $\frac{V^2}{2g}$ .

droites joignant les points tels que  $\left( z + \frac{p}{\varpi} \right)$  forment ce que l'on appelle le profil piézométrique de la conduite (profil  $ABCDE$ ).

La ligne de charge est toujours descendante; son abaissement est le fait :

- des pertes de charge linéaires,
- des pertes de charge locales.

Par contre, la ligne piézométrique peut être remontante (élargissement progressif de la section entraînant une diminution du terme  $\frac{V^2}{2g}$  à l'extrémité côté grand diamètre).

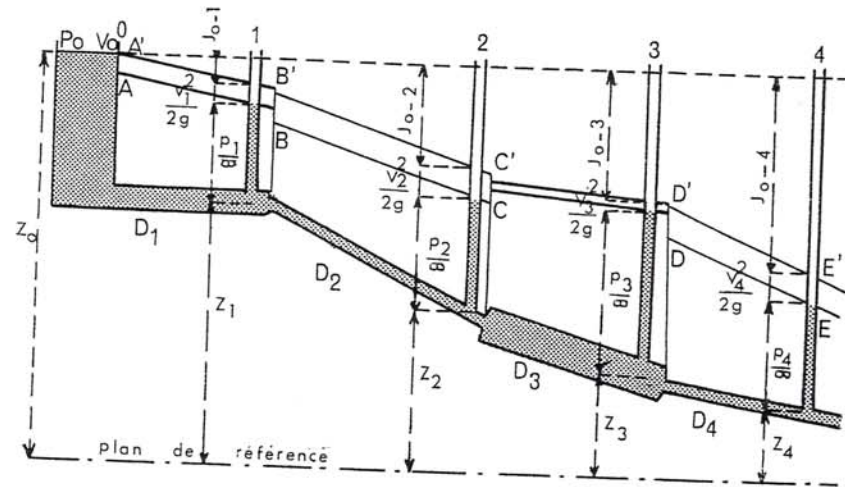


FIG. 129. — Profil piézométrique et ligne de charge.

Pour une conduite de diamètre constant, ligne de charge et ligne piézométrique sont parallèles puisque  $\frac{V^2}{2g}$  reste constant. On peut donc dire que, pour une conduite de diamètre unique, la perte de charge entre deux sections n'est autre que la différence des valeurs  $\left( z + \frac{p}{\varpi} \right)$  en chacune de ces sections.

En ne tenant pas compte de la pression atmosphérique, nous constatons, qu'au départ du réservoir, le terme  $\left( z_0 + \frac{p_0}{\varpi} \right) = z_0$ , puisque  $p_0 = 0$ .



En conséquence, en vue du tracé du profil piézométrique, et pour une conduite de diamètre constant, la perte de charge  $J_{0-n}$  entre le réservoir et la section  $n$  sera, en toute rigueur, rapportée à une horizontale tracée à une distance de  $\frac{V^2}{2g}$  en-dessous de l'horizontale passant par le plan d'eau dans le réservoir.

Toutefois, sans commettre de grande erreur, on pourra rapporter les pertes de charge à l'horizontale passant par le plan d'eau dans le réservoir.

Les considérations ci-dessus permettront de tracer alors le profil piézométrique, lequel, pratiquement, sera confondu avec la ligne de charge.

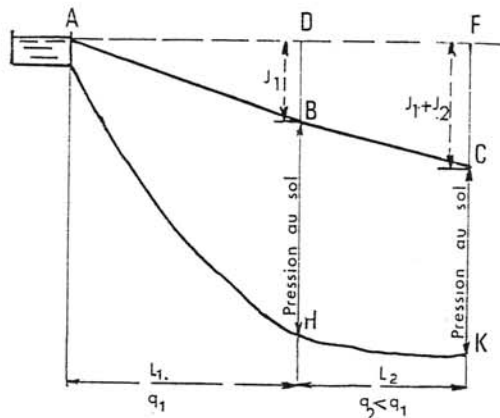


FIG. 130. — Profil piézométrique — pression au sol.

Par exemple, pour une conduite de diamètre uniforme débitant  $q_1$  sur  $l_1$  et  $q_2 < q_1$  sur  $l_2$  (fig. 130), on obtiendra les pertes de charge totales  $J_1$  pour le tronçon  $l_1$  et  $J_2$  pour le tronçon  $l_2$ .

À l'extrémité de  $l_1$ , et à partir de l'horizontale passant par le plan d'eau dans le réservoir, on portera  $DB = J_1$ ; à l'extrémité de  $l_2$  et à partir de la même horizontale, on portera  $FC = J_1 + J_2$ .

La ligne ABC sera le profil piézométrique de la conduite, les pressions au sol étant mesurées par BH et CK : ce sont les pressions qu'indiqueraient, à  $\frac{V^2}{2g}$  près, des manomètres piqués en H et K sur la conduite <sup>(1)</sup>. On a donc :

$$\text{Pression au sol} = \text{cote piézométrique} - \text{cote de sol}$$

<sup>(1)</sup> Un manomètre n'enregistre pas  $\frac{V^2}{2g}$ , mais seulement  $\frac{p}{\rho}$ . Pour lire également  $\frac{V^2}{2g}$ , il faudrait faire usage d'un tube de Pitot.

Par la suite, nous exprimerons, indifféremment, la pression soit en mètres d'eau, soit en bars, étant entendu qu'un bar vaut environ 10 mètres d'eau.

Un profil piézométrique peut donc s'établir facilement à l'aide des tables de COLEBROOK quand il s'agit d'un projet.

Mais, un tel profil peut également s'établir pour une conduite en service. Il suffit de mesurer la pression à l'aide d'un manomètre branché sur la conduite (ordinairement, on raccorde le manomètre sur une bouche d'incendie), et de reporter les valeurs obtenues sur un profil topographique de la canalisation. C'est ainsi qu'en distribution urbaine, une insuffisance de diamètre sera caractérisée par un profil piézométrique à pente très prononcée, délimitant ainsi le tronçon dans lequel un grossissement de conduite sera nécessaire.

#### e) Caractéristique résultante de plusieurs conduites ; application à la résolution graphique de problèmes de transit.

La notion de caractéristique résultante de plusieurs conduites peut être utilement appliquée en vue de la résolution graphique de certains problèmes de transit d'eau d'alimentation, étant entendu qu'il est fait abstraction de toute distribution en cours de route.

Ces problèmes se ramènent souvent à l'étude d'un réseau comportant :

— soit des conduites débitant à partir d'un point commun sur une conduite unique (conduites dites en parallèle),

— soit des conduites disposées à la suite les unes des autres (conduites en série).

Nous avons vu précédemment comment on pouvait trouver la conduite unique fictive équivalente à ces ensembles dans les cas simples.

Nous examinerons maintenant les principes d'une méthode graphique qui permet de résoudre des problèmes plus généraux d'une manière élégante et commode.

Nous savons que la caractéristique représente les variations de la perte de charge totale  $J$  en fonction du débit à l'extrémité de la conduite. Mais cette caractéristique représente également, à l'extrémité de la conduite, les variations de la cote piézométrique en fonction du débit si l'on fait partir la courbe d'une cote piézométrique connue. En effet, la cote piézométrique à l'extrémité de la conduite, pour un débit quelconque, est égale



à la cote de départ plus ou moins les pertes de charge dans la conduite selon le sens de l'écoulement à partir de cette cote de départ.

En vue de la résolution graphique d'un problème, il s'agit de mettre en place correctement la courbe caractéristique. C'est ainsi que, pour une conduite issue d'un réservoir où la cote de départ est connue, un observateur qui parcourt la conduite dans le sens de l'écoulement ne peut trouver, à l'extrémité, qu'une cote piézométrique inférieure à celle du départ. En conséquence, les ordonnées positives de la courbe seront portées vers le bas à partir de l'horizontale de la cote de départ.

Pour une conduite alimentant un réservoir et dont la cote d'arrivée dans la cuve est connue, les ordonnées positives de la courbe seront portées vers le haut, car un observateur parcourant la conduite dans le sens contraire de l'écoulement pour arriver à l'extrémité de la canalisation ne peut trouver en cet emplacement qu'une cote piézométrique supérieure à celle du départ.

Ces deux cas sont traités sur la même planche XV pour montrer les analogies de construction.

Raisonnons sur le cas de la conduite issue du réservoir.

Soit la figure *a* de la planche XV où le schéma représente une conduite RA issue d'un réservoir R. En rapportant la caractéristique C à la cote initiale correspondant à la cote piézométrique de départ<sup>(1)</sup>, C représente les variations de la dégradation de l'énergie de l'eau à l'extrémité A en fonction des débits. Ainsi, pour le passage d'un débit  $q$ , la cote piézométrique en A est représentée par l'ordonnée de L telle que  $ML = J$ .

**1° Cas de conduites en parallèle.** — Supposons, maintenant, que A soit le point de concours de plusieurs canalisations issues de réservoirs établis à des altitudes différentes. Quelle sera la caractéristique résultante de cet ensemble en A ?

Ces conduites, aboutissant en un même point, présenteront la disposition dite en parallèle.

Pour simplifier la représentation, nous supposerons deux conduites (fig. *b*, planche XV) de longueurs et de diamètres différents issues de deux réservoirs d'altitudes différentes.

<sup>(1)</sup> On a pris comme cote de départ la cote piézométrique correspondant à l'altitude du plan d'eau dans le réservoir en vue de mieux concrétiser la représentation. Mais on pourrait imaginer comme origine une cote piézométrique quelconque, pourvu qu'elle soit connue; les raisonnements sont identiques, puisqu'il s'agit de représenter, à partir d'une cote donnée, les variations de la perte de charge totale en fonction du débit.

Comme précédemment, on peut représenter, dans un même système QH, les deux courbes caractéristiques  $C_1$  et  $C_2$  en les rapportant aux origines  $O_1$  et  $O_2$  correspondant aux altitudes de chaque réservoir.

Mais, en A, la cote piézométrique est la même pour chacune des conduites et, pour une valeur de cette cote représentée par l'ordonnée du point L, passeront dans les conduites 1 et 2, des débits  $q_1$  et  $q_2$  bien déterminés, soit, en A, un débit  $(q_1 + q_2)$ .

Comme le même raisonnement peut être fait pour une autre valeur de la cote piézométrique en A, la caractéristique résultante en ce point s'obtiendra en faisant, pour une même ordonnée, la somme des abscisses. Nous obtenons ainsi la courbe  $(C_1 + C_2)$ .

**2° Cas de conduites en série.** — Lorsque plusieurs conduites de longueurs et de diamètres différents se font suite, la perte de charge totale de l'ensemble est égale à la somme des pertes de charge totales de chacun des tronçons.

En conséquence, la caractéristique résultante s'obtiendra en faisant, pour un même débit, la somme des ordonnées correspondantes.

**3° Cas général et conclusions.** — Lorsque plusieurs conduites en parallèle débitent sur un tronçon unique, la caractéristique résultante générale à l'extrémité du dernier tronçon s'obtiendra en appliquant les principes ci-dessus, qui sont tout à fait généraux :

- Conduites en parallèle : somme des abscisses.
- Conduites en série : somme des ordonnées.

C'est ainsi que, reprenant l'exemple de la figure *b* et prolongeant le schéma par la conduite AB de caractéristique  $C_3$  (fig. *c*, planche XV), il suffit d'ajouter à  $(C_1 + C_2)$  la caractéristique de la conduite en série AB par addition des ordonnées. Nous obtenons ainsi  $(C_1 + C_2 + C_3)$ .

Ainsi le passage d'un débit Q en B donne lieu à une cote piézométrique L en ce point extrême B avec un partage des débits  $q_1$  et  $q_2$  dans 1 et 2, ce partage étant donné par l'horizontale passant par le point d'intersection F de  $(C_1 + C_2)$  avec KL prolongé.

Rappelons, en matière de conclusion, les principes ci-après concernant les conduites débitant en parallèle :

— La pression intérieure au droit du ou des points de jonction (ou nœuds), est identique pour toutes les conduites issues de ces nœuds ou y aboutissant. Il en est de même pour la cote piézométrique.



# CONDUITES ISSUES D'UN RESERVOIR

Fig. a)

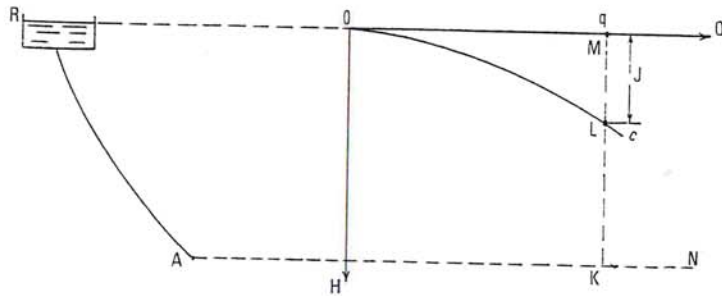


Fig. b)

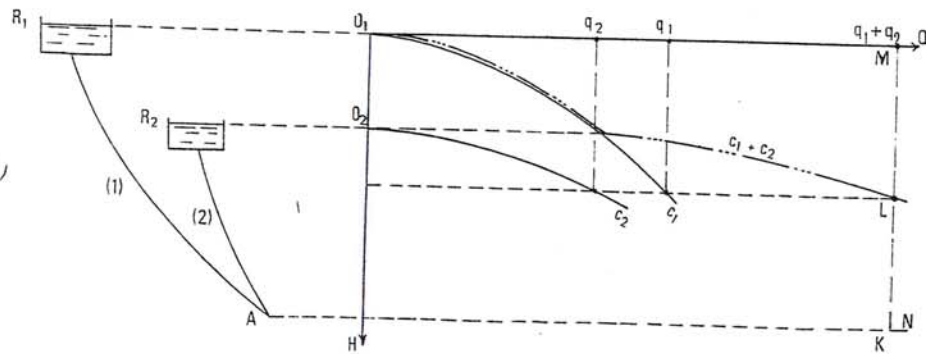


Fig. c)

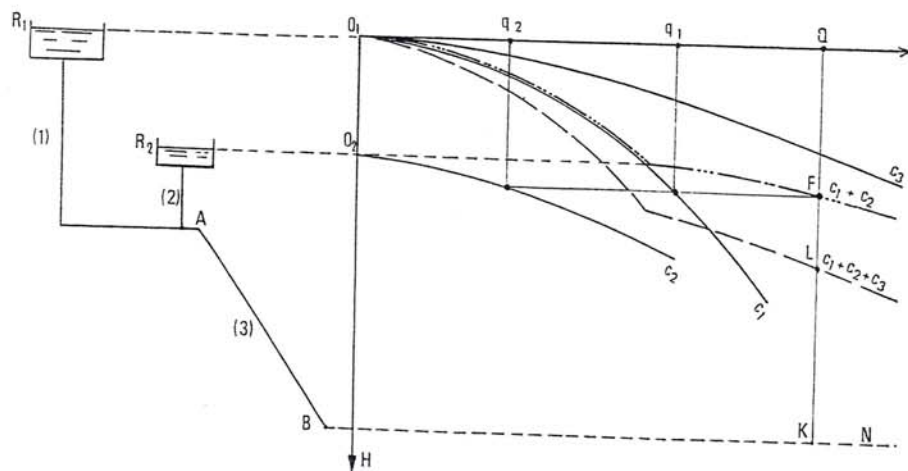
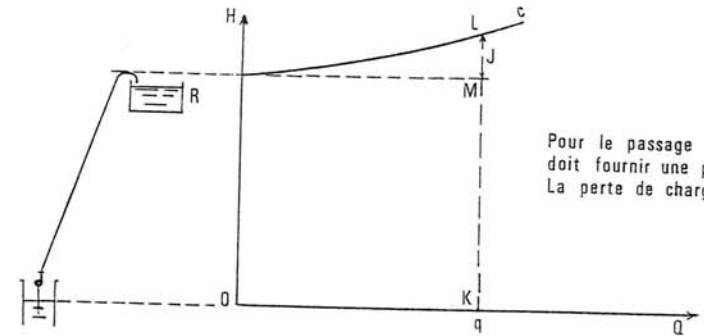


PLANCHE XV

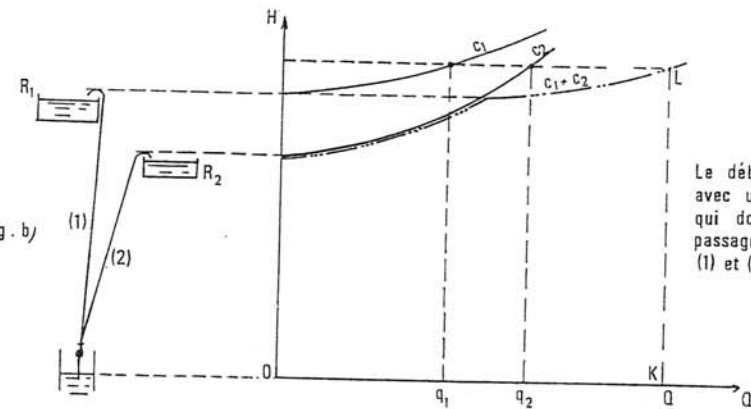
# CONDUITES REFOULANT DANS UN RESERVOIR

Fig. a)



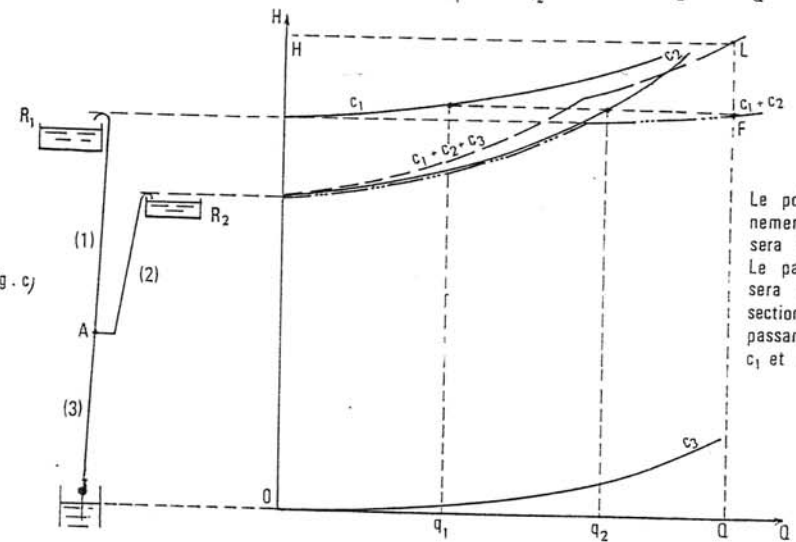
Pour le passage d'un débit  $q$  la pompe doit fournir une pression  $KL$ .  
La perte de charge étant  $LM=J$

Fig. b)



Le débit  $Q$  sera refoulé avec une pression  $KL$  qui donnera lieu au passage de  $q_1$  et  $q_2$  dans (1) et (2)

Fig. c)



Le point de fonctionnement de la pompe sera donné par  $L$ .  
Le partage du débit  $Q$  sera donné par l'intersection de l'horizontale passant par  $F$  avec  $c_1$  et  $c_2$ .

PLANCHE XV (suite)

En conséquence :

— La perte de charge pour l'ensemble du faisceau est égale à la perte de charge sur l'une des branches du faisceau lorsque les conduites, issues de points où la pression est identique, se rejoignent en un même point <sup>(1)</sup>.

— La perte de charge pour l'ensemble du faisceau est égale à la perte de charge la plus grande constatée sur l'une des branches lorsque les conduites, issues de points où la pression est différente, se rejoignent en un même point <sup>(1)</sup>.

Ces considérations se comprennent facilement par l'examen de la figure b de la planche XV où la longueur ML représente la perte de charge totale du système.

## II. — Types de tuyaux

Les tuyaux les plus couramment utilisés sont les tuyaux en fonte et les tuyaux en acier. Ensuite, viennent les tuyaux en béton armé, les tuyaux en béton précontraint, les tuyaux en amiante-ciment, les tuyaux en matière plastique. Le tuyau plomb est utilisé en branchement ou dans les installations intérieures sanitaires, concurremment avec le tuyau cuivre et le tuyau plastique.

### 1° Tuyaux en fonte.

a) **Tuyau proprement dit.** — La fonte est le matériau le mieux adapté, semble-t-il, à l'établissement des conduites enterrées. Sa longévité est bien connue : il existe encore, à Versailles, des tuyaux en fonte posés sous le règne de LOUIS XIV.

Les tuyaux fonte sont très robustes, mais, en raison de leur fragilité, ils doivent être manutentionnés avec certaines précautions.

La fonte utilisée n'est pas une fonte brute de haut fourneau. En sortant de ce dernier, elle est dirigée vers des convertisseurs dans lesquels elle est déphosphorée, recarburée, puis, ensuite, traitée dans des mélangeurs où s'effectue son affinage ainsi que les corrections finales de sa composition. C'est, en quelque sorte, une fonte synthétique qui passe par le stade acier au cours de son élaboration.

Les tuyaux en fonte sont centrifugés. A cet effet, un débit constant de fonte en fusion est introduit dans un long canal légèrement incliné à l'intérieur d'un moule métallique cylindrique tournant autour de son

<sup>(1)</sup> Pour un refoulement, on dirait : lorsque les conduites, issues d'un même point, rejoignent des points où la pression est identique — 1<sup>er</sup> cas — ou différente — 2<sup>e</sup> cas.

axe. Le diamètre intérieur de ce moule correspondra au diamètre extérieur du tuyau. Le canal de coulée, de la longueur du tuyau à fabriquer, se termine par un léger coude qui va diriger la fonte liquide de façon que le jet appliqué contre la paroi du moule qui tourne, se répartisse en hélice contre cette paroi du moule, lequel est solidaire d'un chariot qui avance longitudinalement à une vitesse constante. La fonte se solidifie au contact de la coquille, qui est refroidie par un courant d'eau. Le tuyau est ensuite extrait et dirigé vers des fours à l'intérieur desquels s'opère le recuit qui donnera au tuyau une structure homogène. Puis, il est essayé à la pression intérieure et peint au goudron par immersion. En exécution courante, les tuyaux fonte comportent un revêtement intérieur centrifugé à base de ciment et, parfois, de bitume. De toute manière, les revêtements actuels intérieurs donnent à la surface un aspect particulièrement lisse et les incrustations sont bien moins à craindre que précédemment.

Depuis quelques années, une nouvelle fabrication de tuyau fonte a été lancée après découverte et mise au point d'un nouveau procédé de fabrication qui permet de conférer au métal des résistances assez analogues au tuyau acier.

La fonte ainsi élaborée a été dénommée fonte ductile.

Elle est obtenue en additionnant, au moment de la coulée, une très faible quantité de magnésium dont la présence, au sein de la fonte, provoque la cristallisation du graphite sous une forme sphéroïdale au lieu de cristaux aplatis comme dans la fonte ordinaire.

Le tuyau en fonte ductile n'est plus fragile; il peut se cintrer sur le chantier (jusqu'au diamètre de 0,400 m) et permet d'éviter d'avoir recours aux pièces spéciales telles que les coudes : il suffit de chauffer la partie interne du coude. Enfin, il résiste à des pressions très élevées, il est flexible et résiste à la corrosion comme la fonte ordinaire. S'il éclate, il ne provoque pas de projection de métal comme il arrive pour la fonte ordinaire, il se fend comme un tuyau d'acier. C'est un tuyau plus léger que le tuyau en fonte ordinaire en raison de sa moindre épaisseur; il a supplanté le tuyau en fonte grise ordinaire.

Les diamètres normalisés des tuyaux fonte sont les suivants (en mm) :

60 — 80 — 100 — 125 — 150 — 175 — 200 — 250 — 300 — 350 — 400 — 450 — 500 — 600 — 700 — 800 — 900 — 1 000 — 1 100 — 1 250.

La longueur utile des tuyaux est de 6,00 m; à partir de 0,800 m, elle peut être de 7,00 m.

b) **Types de joints.** — Les tuyaux fonte se différencient suivant les types de joints destinés à les assembler. Toutes les caractéristiques nécessaires sont données dans les albums des fabricants.



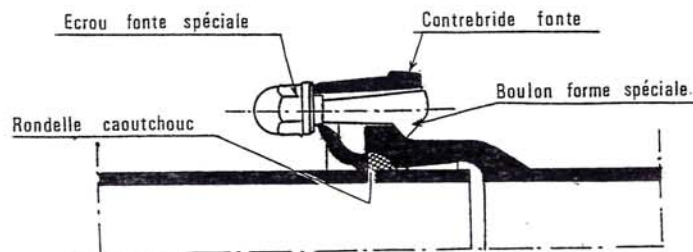
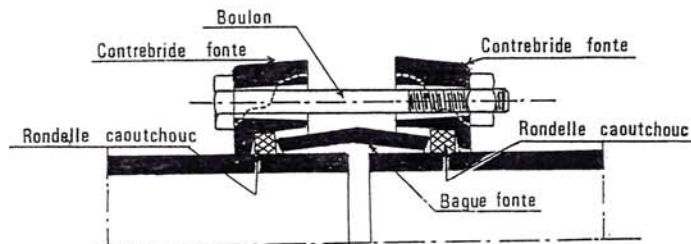
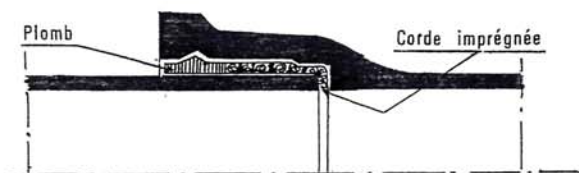
**JOINT EXPRESS****JOINT GIBAUT****JOINT STANDARD**

PLANCHE XVI

Ce qu'il faut rechercher, avant tout, dans les joints, c'est l'étanchéité. On leur demande parfois une qualité supplémentaire : la souplesse.

Nous passerons en revue les principaux joints : le joint standard, le joint express, le joint rapide, le joint Gibault et le joint à brides (voir planche XVI).

*Joint standard.* — Ce fut le joint le plus utilisé; il n'est mentionné, ici, que pour mémoire. Le bout uni est introduit dans l'emboîtement avec un jeu de 1 cm environ et l'espace annulaire est rempli avec de la corde imprégnée et du plomb coulé, maté soigneusement après solidification. C'est un joint rigide, qui ne s'accommode pas de mouvements de terrain.

*Joint express.* — L'emboîtement du tuyau n'a pas la même forme que précédemment. Le bout uni ne change pas. L'étanchéité est obtenue par la compression d'une rondelle élastique logée dans l'emboîtement au moyen d'une contrebride serrée par des boulons prenant appui sur la collerette externe de l'emboîtement. Ce joint est très étanche, d'une grande rapidité de montage et de démontage; il supporte des déviations angulaires de 5 à 6 degrés. Il a supplanté totalement le joint au plomb.

Le joint express ordinaire peut, toutefois, se déboîter; cet inconvénient disparaît avec le joint express verrouillé qui transforme le joint ordinaire en un joint autobuté, rendant ainsi tous les tuyaux solidaires, ce qui est précieux pour les parties coudées, les tés, les parties inclinées, etc. Cette spécification doit être précisée au fournisseur, car le bout uni des tuyaux demande à être préparé spécialement.

*Joint rapide.* — C'est un joint d'une grande simplicité et qui permet des montages très rapides. Le seul accessoire consiste en une rondelle en caoutchouc de forme spéciale mise en place avant l'assemblage. Le bout uni du tuyau, légèrement arrondi, est introduit à force dans l'emboîtement dont le profil a été étudié pour permettre les déplacements angulaires et longitudinaux des tuyaux voisins. Les lèvres de la rondelle en caoutchouc sont conçues de façon telle que la pression exercée par l'eau applique fortement l'une des lèvres contre le fût du bout mâle. Il n'y a donc aucune contrebride ni aucun boulon à assembler.

*Joint Gibault.* — Il est utilisé avec des tuyaux cylindriques, sans emboîtement. Il comporte une bague tronconique placée à cheval sur les tuyaux à assembler. De chaque côté de la bague, on dispose une rondelle en caoutchouc de section carrée, puis, deux contrebrides viennent appliquer ces rondelles sur les tranches de la bague au moyen de boulons. La bague est ordinairement en fonte; pour les grands diamètres, elle est en acier. Les avantages de ce joint sont ceux des joints express; il sera peut-être moins étanche à forte pression.



*Joint à brides.* — Ce genre de joint est utilisé pour les canalisations posées en surface : dans les stations de pompage, chambres de vannes, etc... Les brides sont rapportées par vissage sur les tuyaux centrifugés. Elles sont dressées et, ensuite, percées suivant un gabarit standard international. L'étanchéité se fait par une rondelle de caoutchouc que l'on introduit entre les brides. C'est un joint facile à monter et démonter, mais c'est un joint rigide.

c) *Les pièces spéciales.* — On appelle pièces spéciales les pièces de raccordement qui permettent de réaliser toutes les dispositions. Elles sont fabriquées en fonte moulée dans des moules en sable. Elles comportent des emboîtements ou des brides permettant de réaliser divers montages. Ces pièces sont normalisées et l'on distingue :

— *dans les raccords à emboîtement* : les coudes à 2 emboîtements au 1/4 (angle de raccord 90°), au 1/8 (45°), au 3/32 (33° 45'), au 1/16 (22° 30'), au 1/32 (11° 15') qui permettent d'effectuer les changements de direction;

— les tés à 2 emboîtements avec tubulure à bride qui permettent la prise d'une canalisation secondaire sur la canalisation principale;

— les tés à 3 emboîtements;

— les croix à 4 emboîtements (même rôle que les tés);

— les cônes à 2 emboîtements, pour raccorder des tuyaux de diamètres différents;

— les manchons droits, pour raccorder 2 tuyaux coupés ou constituer un joint de démontage;

— les bouts d'extrémité bride-emboîtement ou bride-uni, pour la mise en place des appareils hydrauliques à brides (robinets) ou les plaques pleines d'about en vue d'obturer la conduite;

— *dans les raccords à brides* : les coudes à 2 brides, les tés à 3 brides, les cônes à 2 brides, les croix à 4 brides.

## 2° Tuyaux en acier.

L'acier utilisé dans la fabrication des tubes et raccords est de l'acier doux, soudable.

Les tuyaux peuvent être obtenus, soit par laminage à chaud sans soudure, à partir d'un bloc de métal transformé peu à peu par plusieurs laminages sur mandrin (jusqu'au diamètre de 0,400 m), soit à partir de tôles mises en forme à la machine et soudées longitudinalement à l'arc électrique (du diamètre de 0,350 m et au-dessus), soit, encore, à partir de bandes enroulées en hélice et soudées sur les bords à l'arc électrique (du diamètre de 0,150 m jusqu'au diamètre de 0,600 m).

Les tubes sans soudure sont fournis en longueurs courantes de fabrication : soit de 6 m à 7,50 m, soit de 7,50 m à 16 m. Les épaisseurs sont variables : de 3 à 8 mm pour les tubes étirés sans soudure et pour les  $\varnothing$  compris entre 0,040 et 0,350 m. Toutefois, ces épaisseurs standard peuvent être dépassées pour des cas particuliers. Les tubes sont essayés en usine à des pressions de 60 bars pour  $\varnothing$  compris entre 0,040 et 0,150 m, 50 bars entre 0,175 et 0,275 m et 40 bars pour  $\varnothing$  compris entre 0,300 et 0,400 m.

Les tubes soudés sont livrés en longueurs fixes comprises entre 6 et 14 m. Leur épaisseur varie de 5 à 9 mm pour les diamètres compris entre 0,350 et 1,00 m.

Le jeu des pièces de raccord fabriquées en usine est très réduit car ces tuyaux peuvent se cintrer à la demande sur le chantier et, pour les courbes à grand rayon, leur flexibilité permet d'épouser les grandes sinuosités.

Les dérivations sont obtenues par simple piquage sur la conduite, à l'aide de chalumeaux coupeur et soudeur, de l'élément tubulaire que l'on désire raccorder. Certains coudes à très court rayon peuvent être fabriqués à la demande.

Les tuyaux en acier n'ont pas besoin, comme les tuyaux en fonte, de posséder de joints présentant une certaine élasticité. L'élasticité du tuyau lui-même est suffisante pour se prêter aux efforts divers auxquels les canalisations sont exposées en service. Aussi, a-t-on recours au joint soudé et au joint vissé. Remarquons, toutefois, qu'il existe des assemblages à joints caoutchouc pour des conduites jusqu'à 0,250 m de diamètre.

Le soudage des joints s'effectue, soit à l'arc électrique, soit au chalumeau oxyacétylénique. Il exige une main-d'œuvre spécialisée. On distingue :

— le slip-joint, dans lequel une extrémité du tube présente un emboîtement où vient se loger l'extrémité lisse du tube suivant. Il ne reste qu'à exécuter une soudure d'angle circulaire;

— la soudure bout à bout, qui se pratique surtout sur les tubes de diamètre supérieur à 0,150 m. Les extrémités des tubes sont calibrées puis chanfreinées. La soudure s'effectue circulairement sur les deux extrémités que l'on rapproche jusqu'à se toucher.

Le tuyau en acier ne peut être utilisé tel quel sans avoir été revêtu intérieurement et extérieurement.

Intérieurement, il sera protégé par un émail à base de bitume de pétrole, de 1 à 2 mm d'épaisseur, selon le diamètre, appliqué soit par centrifugation à chaud exécutée en usine, soit par l'intermédiaire d'une couche primaire d'adhérence.



Extérieurement, il recevra un revêtement constitué par de la soie de verre noyée dans un bitume de houille et appliqué à chaud sur une couche primaire dont le tube aura été enduit au préalable.

Bien entendu, les extrémités des tuyaux sont dégagées de leur protection extérieure pour faciliter l'exécution des joints. Le joint terminé, cette protection doit être rétablie avec le plus grand soin.

Il faut bien insister sur la qualité de cette protection extérieure afin de mettre le tuyau à l'abri de la corrosion. Aussi, faut-il veiller, lors des manutentions, à ce que ce revêtement ne soit pas détérioré. De même, la pose du tuyau en tranchée devra être soignée de façon à éviter que des pierres ne viennent le déchirer.

Dans les grandes installations, un contrôle général du revêtement est effectué, une fois les joints exécutés, à l'aide d'un balai électrique qui, sous tension de 10 000 volts, permet de déceler les imperfections.

En ce qui concerne les joints vissés, ils ne comportent aucune particularité spéciale et sont réservés aux tubes de branchements domiciliaires.

### 3° Tuyaux en béton armé.

a) **Tuyaux en béton armé ordinaire.** — Les tuyaux en béton armé, tels qu'on les fabrique actuellement en usine, sont mis en œuvre par centrifugation, c'est-à-dire que la mise en place et le serrage du béton sont obtenus par la force centrifuge créée par la rotation d'un moule et s'exerçant sur la masse du béton.

Pour les très gros diamètres, là où la centrifugation entraînerait de gros moyens mécaniques, le tuyau est coulé debout et la mise en place du béton est facilitée par une vibration énergique des coffrages en tôle.

Il se peut que, pour de gros chantiers, le tuyau soit fabriqué près de son lieu d'utilisation, dans une usine installée spécialement.

Il est évident que l'étanchéité de tels tuyaux est primordiale. Aussi, la composition granulométrique des granulats doit-elle être particulièrement soignée. Le béton est au dosage d'environ 500 à 550 kg. Le ciment utilisé peut être choisi suivant la nature des eaux à transporter.

Les longueurs de tuyaux varient suivant les diamètres et, aussi, selon les fabricants; elles sont comprises entre 4 et 6 m.

Les tuyaux en béton ordinaire peuvent être utilisés lorsque la pression intérieure à supporter est faible et ne dépasse pas 1,5 bar, 2 bars tout exceptionnellement. D'ailleurs, sous ces pressions, on constate un suintement général qui dure quelques jours, puis cesse.

Pour des pressions supérieures, le tuyau est renforcé par une âme en tôle soudée qui a un rôle de résistance, et intervient dans le calcul du tuyau, au même titre que les aciers et, aussi, un rôle d'étanchéité.

Le tuyau se calcule comme une pièce de béton armé avec les charges et surcharges qu'il devra supporter. Il se compose de spires et de génératrices, le tout complété, éventuellement, par une âme en tôle. On conçoit que l'on arrive ainsi à une solution qui peut être économique et dans laquelle le matériau constitutif est utilisé au mieux de ses possibilités. Le calcul de ces tuyaux est toutefois assez compliqué et l'expérience a beaucoup aidé le théoricien en cette matière. Nous donnerons plus loin quelques indications à ce sujet.

Les joints des conduites en béton armé diffèrent selon que la conduite comporte ou non une âme en tôle.

Quand il n'existe pas d'âme en tôle, on dispose, à cheval sur les tuyaux à assembler, une couronne plate striée en acier; on mate alors, dans l'intervalle, de la corde goudronnée et du plomb cordé. Une bague armée et bétonnée entoure l'ensemble qui est coulé sur le chantier de pose. Tout cet ensemble peut aussi être remplacé par un joint GIBALT spécial.

Quand le tuyau comporte une âme en tôle, le joint peut s'effectuer comme il est indiqué sur la planche XVII avec du plomb cordé et de la corde goudronnée. C'est, en somme, un joint standard, comme on l'exécute sur les tuyaux en fonte, et le tout est recouvert d'une bague en béton armé comme dans le cas précédent. Ce type de joint n'est plus guère utilisé. Pour obtenir une meilleure étanchéité ou quand on veut éviter les butées de coudes, les âmes en tôle sont rapprochées puis soudées entre elles comme pour les tuyaux en acier. La bague de béton armé vient apporter une sécurité supplémentaire. C'est le tuyau dit « auto-buté » dont l'emploi s'est généralisé.

Les pièces spéciales en béton armé sont fabriquées à la demande du maître de l'œuvre. On peut ainsi exécuter les coudes les plus divers, les culottes, les tés, etc... Ces pièces peuvent comporter des brides afin de pouvoir se raccorder aux robinets-vannes par exemple.

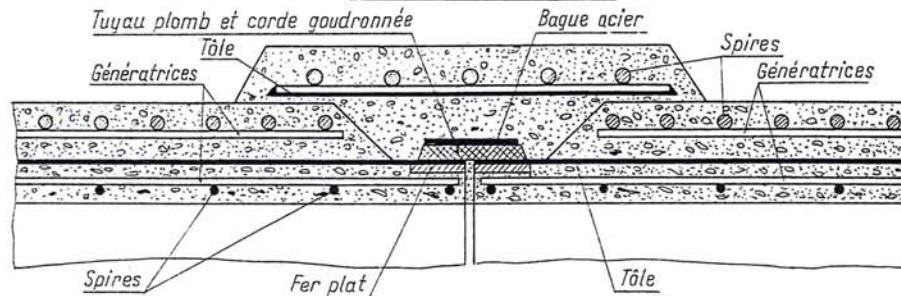
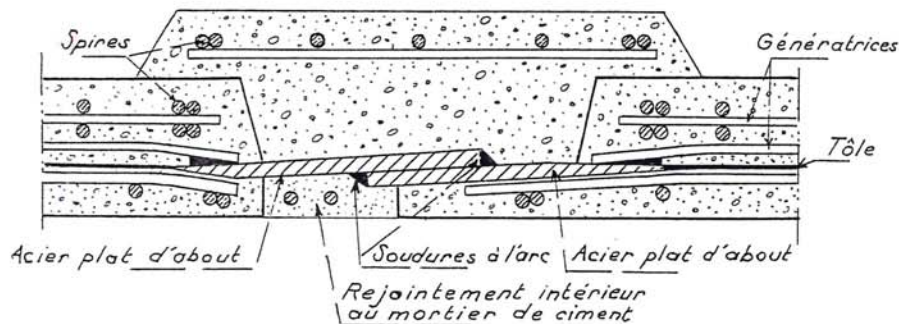
b) **Indications sommaires sur le calcul des tuyaux en béton armé.** — Un tuyau en béton armé, comme tout tuyau, d'ailleurs, doit pouvoir résister .

— à la pression intérieure,

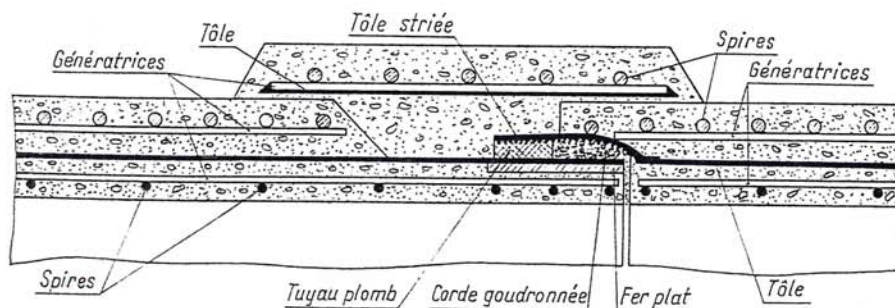
— aux divers efforts d'ovalisation dus à son poids propre et aux diverses charges et surcharges qui peuvent le solliciter : remblai, convois, etc...



## JOINTS BÉTON ARMÉ

JOINT À BAGUE  
avec plomb cordé maté

## TUYAU AUTO-BUTÉ

JOINT À EMBOITEMENT-CORDON  
avec plomb cordé maté

## PLANCHE XVII

La pression s'exerçant à l'intérieur du tuyau donne lieu à un effort qui, selon une génératrice de 1,00 m de longueur, a pour valeur totale :

$$F = \frac{pD}{2} \times 10^4$$

F est l'effort au m.l. exprimé en daN,

D est le diamètre du tuyau en mètres,

p est la pression en bars dans la conduite.

Puisque c'est un effort de traction, il ne devra pas être absorbé par le béton, mais par les spires du tuyau et la tôle d'étanchéité, si elle existe.

**Efforts d'ovalisation.** — On cherchera les moments fléchissants dus aux efforts que doit normalement supporter un tuyau posé en terre, c'est-à-dire son poids propre, le poids de l'eau contenue, la charge de remblai. Les efforts d'ovalisation donnent lieu à des moments fléchissants qui sont maximaux aux reins et sur le sol.

Dans les formules indiquées plus loin, R est le rayon moyen du tuyau  $\frac{R' + R''}{2}$ , R' étant le rayon intérieur et R'' le rayon extérieur, q est le poids de l'unité de surface de la paroi. Si le tuyau a 0,10 m d'épaisseur,  $q = 2\,500 \times 0,10 \times 1 \text{ m}^2 = 250 \text{ daN}$ , en prenant  $2\,500 \text{ kg/m}^3$  pour la masse volumique du béton armé.

p est la surcharge par unité de surface horizontale; par exemple, avec une surcharge de remblai de 1,00 m et si la masse volumique des terres est de  $1\,600 \text{ kg/m}^3$ ,  $p = 1\,600 \text{ daN/m}^2$ .

Dans les formules suivantes, on supposera le tuyau reposant sur une largeur d'appui égale à son rayon (M en mdaN).

	aux reins	au sol
M dû au poids propre du tuyau . . .	$-0,529 \times qR^2$	$0,841 \times qR^2$
M dû au poids de l'eau . . . . .	$-0,264 \times 1\,000 R^3$	$0,420 \times 1\,000 R^3$
M dû au remblai . . . . .	$-0,298 pR^2$	$0,375 pR^2$

Les moments sont donc maximaux négatifs aux reins, c'est-à-dire que la surface intérieure du tuyau est comprimée et la surface extérieure tendue. Au sol, c'est l'inverse : la surface intérieure est tendue et la surface extérieure comprimée.

Pour terminer le calcul, on fait la somme des moments négatifs aux reins et la somme des moments positifs au sol et tout revient en définitive à calculer une pièce en béton armé soumise à une flexion composée puisque



l'on a, d'une part, un moment fléchissant et, d'autre part, une traction. On vérifie alors les taux de travail aux reins et au sol.

Ceci ne constitue qu'un cas simple de calcul, mais qui se rencontre assez souvent dans la pratique.

c) **Tuyaux en béton précontraint.** — Depuis quelques années, on fabrique des tuyaux en utilisant une précompression ayant pour effet de mettre la section mixte, béton-métal, à même de résister à l'extension à la manière d'une section homogène, les tensions se traduisant simplement dans le béton par une décompression. L'acier utilisé est de l'acier dur, employé en précontrainte.

Les procédés de précontrainte sont divers. En général, les tuyaux sont précontraints dans deux sens :

— une précontrainte longitudinale, au moyen d'armatures disposées suivant les génératrices, qui assure la résistance à la flexion,

— une précontrainte dans le sens des spires, qui constitue un fretage, et permet au tuyau de résister aux efforts dus à la pression intérieure et aux efforts d'ovalisation.

Un des procédés de fabrication consiste à mettre en tension les armatures longitudinales (génératrices) entre deux couronnes en acier qui formeront les abouts du tuyau fini. Le béton est coulé par centrifugation autour de cette cage d'acier. On constitue ainsi un noyau primaire qui est porté à l'étuve en atmosphère saturée pour le faire durcir. Ensuite, ce noyau primaire est fretté par un fil d'acier, opération qui s'effectue à l'aide d'une machine. La frette est ensuite protégée par un gunitage superficiel appliqué au canon à ciment.

Par rapport au tuyau en béton armé, on fait une économie d'acier, surtout s'il doit être fait face à de très fortes pressions. C'est dans ce cas, surtout, que ce tuyau est utilisé.

Une de ses particularités réside dans le fait que, dans le cas d'une surpression accidentelle, surpression pour laquelle le tuyau n'a pas été calculé, provoquant l'ouverture d'une fissure laissant échapper l'eau, il advient, une fois le phénomène passé, une fermeture totale de la fissure sous l'action du frettage du tuyau.

d) **Tuyaux en amiante-ciment.** — Dans ce type de tuyaux, les fibres d'amiante remplissent le rôle d'armatures d'une manière analogue aux armatures métalliques d'un tuyau en béton armé. Toutefois, ces tuyaux, quoique très résistants, restent fragiles et doivent être manutentionnés avec précaution.

Ils sont fabriqués par enroulement continu, avec compression, de couches successives très minces, 2/10 de millimètre, composées d'un mélange d'amiante en fibres et de ciment. L'enroulement s'effectue autour d'un

mandrin d'acier qui présente le diamètre intérieur du tuyau. Les tuyaux démandrinés sont immergés dans des bassins où s'effectue leur durcissement. Ils sont ensuite tronçonnés et rectifiés de façon à présenter des abouts nets.

Ils sont exécutés sous 4 à 5,00 m de longueur et de 0,040 à 0,800 m de diamètre. Suivant les séries, ils sont éprouvés en usine à des pressions variant de 5 à 25 bars.

Leur assemblage s'effectue à l'aide de joints souples genre GIBault, de joints à bague vissée (joints Simplex) ou de manchons à gorges permettant de recevoir des anneaux d'étanchéité en caoutchouc. Le montage de ces derniers joints s'effectue par simple glissement (joints Univit).

Les tuyaux amiante-ciment comportent des pièces spéciales analogues à celles des tuyaux en fonte.

#### 4° Tuyaux en matière plastique (voir abaque annexe III).

Après quelques appréhensions à l'occasion de la venue sur le marché de ces types de tuyaux, il faut reconnaître que, maintenant, ils jouissent d'une certaine faveur auprès des utilisateurs, tant en alimentation rurale, notamment, pour la desserte des écarts, qu'en alimentation urbaine pour l'équipement des voies secondaires, la réalisation des branchements. On distingue les tuyaux rigides et les tuyaux semi-rigides.

Les premiers doivent répondre aux prescriptions de la norme T 54-016 « Tubes en polychlorure de vinyle non plastifié ». Ils sont répartis en trois classes selon la pression nominale qu'ils sont appelés à supporter : 6, 10, et 16 bars. Ils sont fabriqués par longueurs d'environ 5 à 6 m et leurs raccords s'effectuent par collage. Ce collage nécessite de nombreuses précautions et doit être effectué par une main-d'œuvre spécialisée.

Les tuyaux semi-rigides sont en polyéthylène et se présentent sous forme de couronnes de 25, 50, 100 m de longueur. Ils sont très souples et légers, d'une grande facilité de pose; en outre, leur faible rugosité leur confère une capacité de transport supérieure à celle des tuyaux de même diamètre, constitués par un autre matériau. Ils résistent aux agents chimiques et absorbent, facilement, en raison de leur souplesse, les effets des coups de béliet.

Les tuyaux en PCV et en polyéthylène sont surtout utilisés dans les petits diamètres. Le diamètre maximal extérieur indiqué à la norme susvisée est de 0,400 m, correspondant à un diamètre intérieur de 0,375 m environ. Toutefois, il est à prévoir que des diamètres plus importants seront fabriqués d'une manière courante, offrant ainsi de nouveaux débouchés à ce type de tuyaux ; un diamètre de 0,550 m (tuyau PCV) a été construit pour une amenée d'eau en haute montagne ; la ville d'Annecy a utilisé, pour une conduite d'aspiration d'eau du lac, une conduite en polyéthylène haute densité de 1,00 m de diamètre (épaisseur 31 mm ; masse : 95 kg/m). Les tuyaux ont été livrés par longueurs de 36 m et assemblés en portant les extrémités à souder à une température convenable pour assurer la fusion du polyéthylène.



### III. — Comparaison entre les différents types de tuyaux

Le choix entre les principaux types de tuyaux dont nous venons de parler est une question d'espèce.

Nous avons signalé la grande diffusion des tuyaux en fonte, matériau qui fut longtemps le plus utilisé, tant que ne furent pas mis au point les procédés permettant de lutter contre la corrosion des tuyaux d'acier <sup>(1)</sup>. A l'heure actuelle, grâce à un enrobage soigné et à une protection cathodique bien faite, on a souvent recours au tuyau acier, surtout si des mouvements de sol sont à craindre.

Les tuyaux en béton armé sont surtout intéressants pour les conduites de gros diamètre travaillant dans des conditions bien déterminées. Ils permettent de réaliser des installations économiques, surtout si l'on a recours au joint soudé qui évite d'effectuer des massifs de butée.

Les tuyaux en amiante-ciment présentent l'avantage d'être légers, d'une pose commode; ils peuvent supporter des pressions moyennes très convenables.

Les tuyaux en matière plastique présentent de nombreux avantages et commencent, dans les petits diamètres, à concurrencer sérieusement les tuyaux en matériaux traditionnels.

Enfin, avant de s'arrêter sur un type de tuyau, il y a lieu de considérer la question prix en consultant les divers fabricants.

### IV. — Organes accessoires des réseaux

#### a) Robinets (voir planches XVIII et XIX).

On distingue deux types de robinets :

— les robinets dits quart de tour pour les diamètres allant jusqu'à 0,100 m;

— les robinets-vannes pour les gros diamètres.

Cette classification n'a toutefois rien d'absolu, car il existe, néanmoins, des robinets-vannes pour les petits diamètres.

Le robinet quart de tour est utilisé comme robinet de prise ou d'arrêt dans les branchements particuliers d'immeubles ou pour la commande des appareils hydrauliques sous chaussée. Ce robinet comporte une pièce

### ROBINET-VANNE

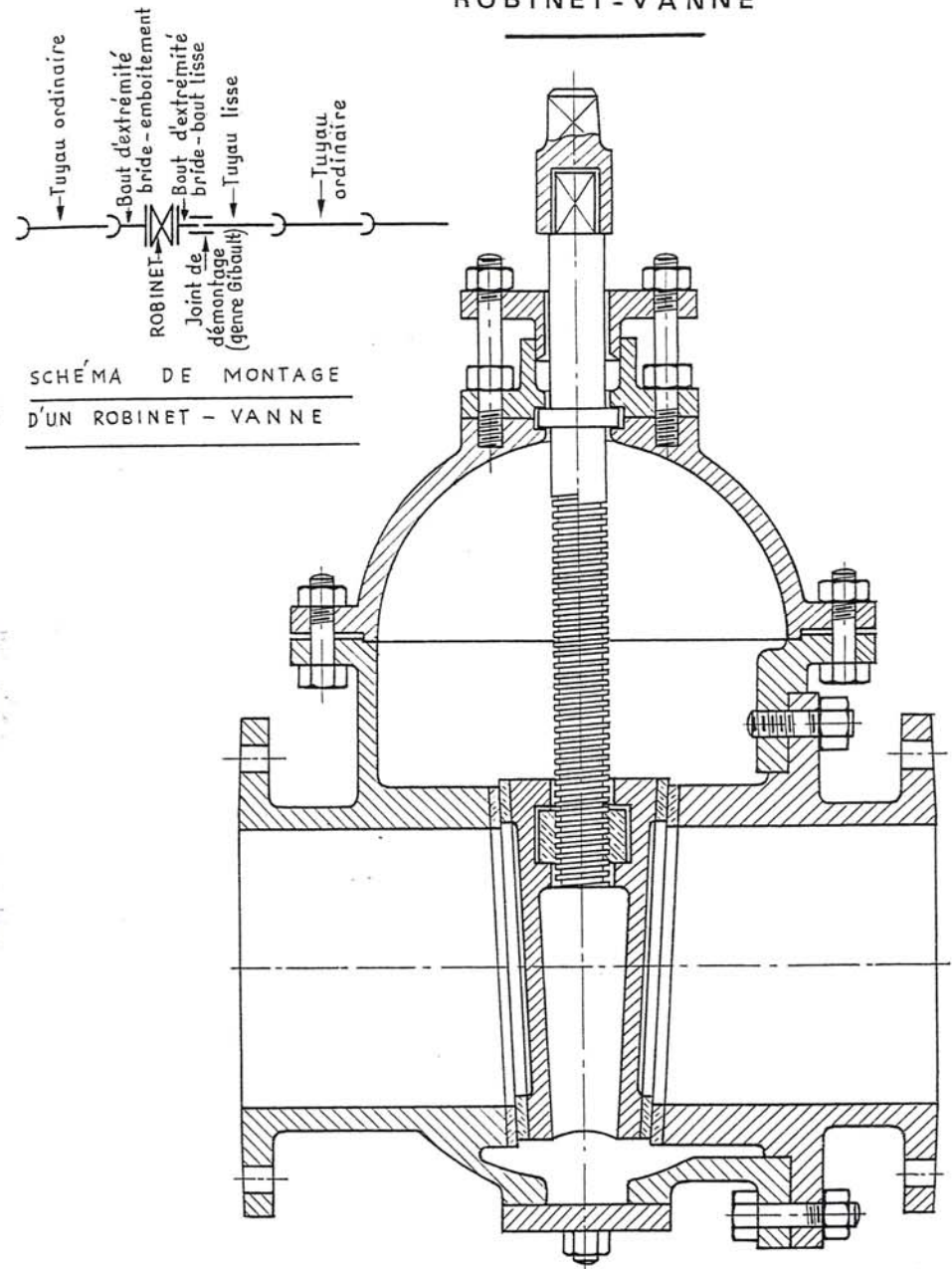


PLANCHE XVIII

<sup>(1)</sup> Voir Section E — Chapitre III.



ROBINET DE PRISE

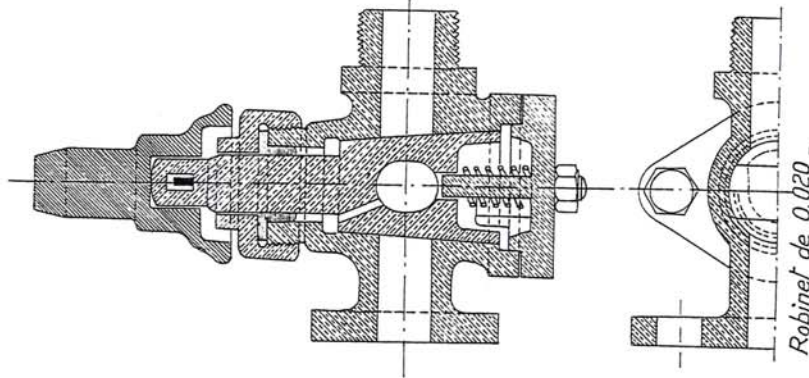
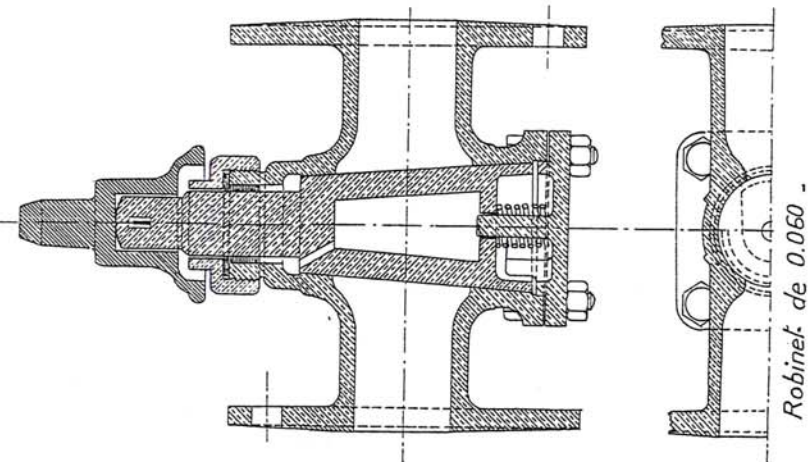


PLANCHE XIX

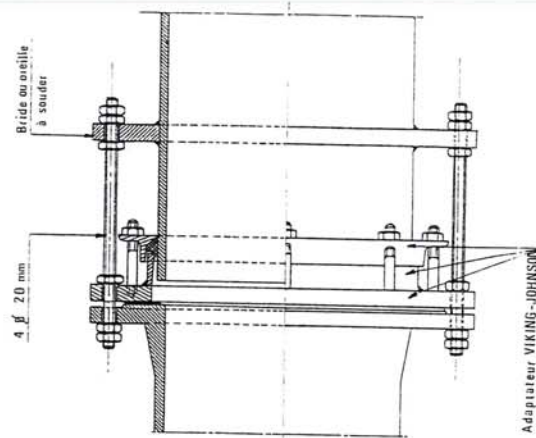
Robinet de 0.020 -

ROBINET D'ARRÊT



Robinet de 0.060 -

JOINT DE DEMONTAGE



Adaptateur VIKING-JOHNSON

La bride soudée permet d'éviter le débatement du tuyau lisse

tronconique munie d'un évidement qui est emprunté par l'eau quand il se trouve dans le prolongement de la conduite. L'obturation est obtenue par une rotation de 90° de cette pièce tronconique. La grande base du tronc de cône peut se situer soit en haut, soit en bas. Des risques de coincement étant à craindre avec le premier dispositif, on utilise de préférence le second où la rotation doit s'accompagner d'une pression sur la tête du robinet.

Dans le robinet-vanne, l'obturation se fait à l'aide d'une lentille, ou vanne, en forme de coin, qui se manœuvre par une vis tournant dans un écrou fixé à la vanne. La vanne, dans sa position ouverte, remonte dans la calotte hémisphérique du robinet. Ces robinets présentent l'avantage d'une ouverture et d'une fermeture lentes de sorte que leur manœuvre n'apporte généralement pas de perturbation sensible dans le réseau. Parfois, cette manœuvre est pénible quand on se trouve dans le cas d'un robinet fermé entre deux biefs dont l'un est sous pression et l'autre vide. La pression applique fortement la lentille sur son siège. Pour pallier cet inconvénient, on peut, dans le cas de robinets de gros diamètres, court-circuiter le robinet-vanne par une petite canalisation appelée nourrice, et pourvue d'un robinet de petit diamètre. Une fois la pression équilibrée des deux côtés, la vanne peut être levée. Cette nourrice fait, parfois, partie du robinet.

Les robinets sont des pièces à brides. Ils doivent toujours être posés en des endroits accessibles, en principe des chambres en maçonnerie où la manœuvre s'effectue à l'aide d'un volant placé sur la tête du robinet. Cette manœuvre peut s'effectuer également de la surface du sol en introduisant la tige de manœuvre à l'intérieur d'une bouche spéciale en fonte dite bouche à clé. Ces appareils se prêtent également à une manœuvre motorisée grâce à un moteur électrique qui peut être commandé à distance.

Quand il s'agit de gros diamètres, les robinets sont des appareils encombrants. Il existe des robinets, dits méplats, qui présentent des dimensions moins importantes que les robinets-vannes ordinaires, dits robinets ronds.

Il faut toujours prévoir le démontage du robinet. Comme il s'agit d'une pièce à brides, il faut avoir la possibilité d'assurer, après remontage, l'étanchéité de ces brides. Aussi ménage-t-on toujours, près du robinet, un joint de démontage genre GIBault (voir schéma de montage sur la planche XVIII) ou autre : joint VIKING-JOHNSON, par exemple (planche XIX).

On utilise parfois, dans les réseaux de distribution d'eau, des robinets appelés vannes-papillons dont l'encombrement réduit et la simplicité de fonctionnement méritent une attention particulière, surtout lorsqu'il s'agit de gros diamètres.



Une vanne-papillon (fig. 131) est constituée par un disque lenticulaire pouvant tourner autour d'un axe horizontal ou vertical qui, en position fermée, vient s'appliquer sur un siège. La commande s'effectue grâce à une démultiplication disposée sur le côté de l'appareil.

L'étanchéité d'une telle vanne à la fermeture est satisfaisante, à condition que le papillon vienne reposer sur un siège en caoutchouc.

Cette vanne présente la particularité de présenter une surface de passage libre variant linéairement avec l'angle d'ouverture, sauf, toutefois, au voisinage de l'ouverture et de la fermeture totales. Si l'on prend soin de rester à l'intérieur de la zone de linéarité, la vanne-papillon conviendra comme vanne de réglage. Elle se prête facilement à la motorisation et convient dès qu'il s'agit d'assurer une régulation automatique proportionnelle.

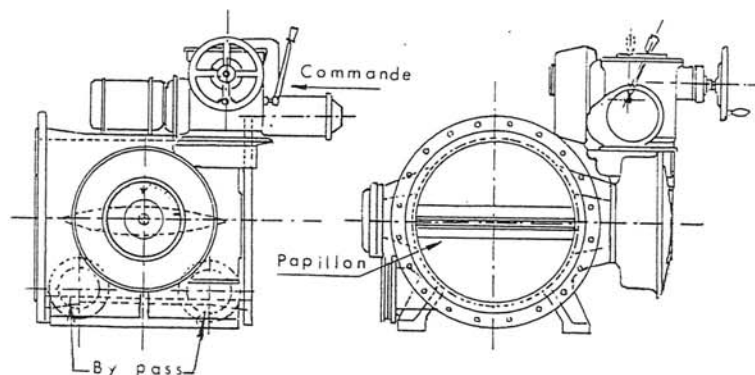


FIG. 131. — Vanne-papillon avec by-pass.

Il est à remarquer, toutefois, que cette vanne n'est pas équilibrée ; la résultante des forces de compression agissant côté amont et des forces de dépression sur la face aval du disque ne passe pas par l'axe de rotation et tend à la fermeture. Le blocage dans une position donnée est obtenu par un système de commande pignon-vis sans fin, mécaniquement irréversible.

Ces appareils, permettant une fermeture beaucoup plus rapide que les robinets-vannes ordinaires, il y a lieu d'examiner le phénomène du coup de bélier en conséquence (voir Section E, Chapitre I).

#### b) Ventouses.

Le rôle d'une ventouse est tout d'abord d'évacuer l'air contenu dans les conduites.

Le cas se présente lorsque la conduite étant vide, on procède à son remplissage. L'eau prend, petit à petit, la place de l'air qui se trouve chassé.

Quand la conduite est en service, il est nécessaire, également, de pouvoir évacuer l'air abandonné par l'eau où il se trouvait dissous. Cet air se cantonne aux points hauts des canalisations ; s'il ne peut s'échapper, il peut contrarier grandement l'écoulement et entraîner parfois des ruptures.

Les ventouses seront donc prévues aux points hauts.

Ces appareils doivent permettre, en outre, l'admission de l'air dans la conduite lorsque l'on procède à sa vidange.

Les ventouses sont automatiques et il en existe de différents modèles. En principe, elles sont constituées par un flotteur sphérique en caoutchouc logé dans un corps en fonte. En position normale, le flotteur obture un orifice placé à la partie supérieure de l'appareil. Quand il y a accumulation d'air, le flotteur descend et libère l'orifice par lequel l'air peut s'échapper (fig. 132). Il existe également des ventouses à deux boules, en rapport avec deux orifices de diamètres différents selon qu'il s'agit du remplissage ou de la vidange de la conduite (grand orifice) ou de l'exploitation normale (petit orifice).

L'équipement des points hauts peut aussi être effectué à l'aide d'appareils tels que ceux mis au point par NEYRPI et permettant, les uns, d'évacuer l'air tout en limitant le coup de bélier de fin de purge grâce à la présence d'un orifice calibré contrôlant la vitesse maximale de sortie de l'air (purgeur sonique), les autres, de faire pénétrer l'air dans la conduite soit à l'occasion d'une vidange, soit à la suite d'une rupture de tuyau en aval (clapet à rentrée d'air). Purgeur et clapet sont disposés au droit du point haut à protéger grâce à deux piquages distincts et jouent leur rôle séparément.

Dans les réseaux de distribution urbaine, la ventouse peut être remplacée par un branchement raccordé à un appareil hydraulique de surface, tel qu'une bouche de lavage de caniveau, qui se trouvera manœuvrée fréquemment et évacuera, par la même occasion, l'air qui aura pu s'accumuler au point haut dans la canalisation.

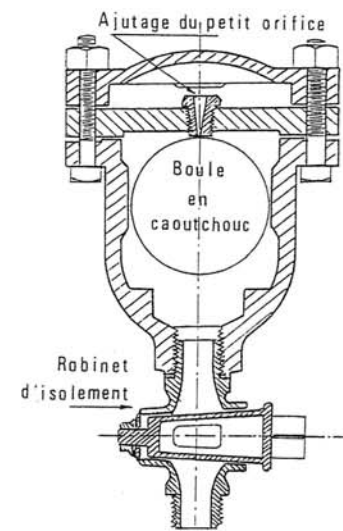


FIG. 132. — Ventouse.



## c) Décharge.

Une décharge n'est autre qu'un robinet disposé aux points bas du tracé en vue de la vidange de la conduite. Cette évacuation s'effectue à l'égout voisin ou, si le point bas se trouve hors de la ville, dans le fossé de la route. Ce robinet, comme toute pièce de ce genre, sera posé à l'intérieur d'un regard en maçonnerie. Cet appareil doit toujours être facilement accessible.

## d) Diamètres pratiquement adoptés pour l'installation des ventouses et des décharges.

Diamètre de la canalisation principale (en m)	Diamètre de la tubulure de raccordement pour l'installation (en m)	
	d'une ventouse	d'une décharge
de 0,150 à 0,300	0,027	0,060
0,350	0,040	0,060
0,400 et 0,450	0,040	0,100
0,500	0,040	0,150
0,600	0,060	0,150
0,700 et 0,800	0,060	0,200
0,900 à 1,250	0,100	0,300
1,500	0,100	0,400

## e) Clapet de retenue (fig. 133).

Le clapet de retenue est destiné à assurer le passage de l'eau dans un certain sens et à l'arrêter dans le sens opposé. Il est constitué soit, par un battant unique, soit, quand de fortes pressions sont en jeu, par des battants multiples disposés sur une même plaque inclinée, le tout trouvant place dans un corps en fonte. Le clapet de retenue trouve son utilisation à la station de pompage où il doit obligatoirement équiper la canalisation de refoulement à la sortie de la pompe. On lui préfère, parfois, un clapet d'un autre genre, dit soupape de retenue à tuyère, fabriquée par MANNESMANN, où la fermeture est accélérée par un ressort et, non, provoquée par le retour de l'eau, comme dans le clapet à battant. Il en résulte une fermeture rapide et sans choc, ce qui est précieux pour la protection du matériel. Il existe aussi des clapets en caoutchouc qui sont particulièrement silencieux.

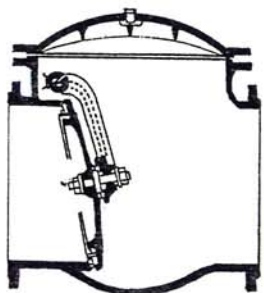


FIG. 133. — Clapet à battant unique.

## V. — Pose des conduites

Les conduites peuvent être posées en terre, en galerie, en élévation au-dessus du sol, sur des ouvrages d'art, dans le lit d'une rivière ou dans un sous-sol marin.

## a) Pose en terre.

La pose en terre s'effectue dans une tranchée de largeur suffisante pour que les ouvriers puissent y disposer les tuyaux commodément (0,60 m minimum). Au droit des joints, on établit des niches, c'est-à-dire des élargissements de tranchée pour faciliter le travail de façon du joint.

Le fond de la tranchée est purgé des pierres qui pourraient s'y trouver; il est convenablement dressé. La profondeur de cette tranchée est déterminée de façon qu'une distance suffisante soit ménagée au-dessus de la génératrice supérieure du tuyau pour éviter les dégâts qui pourraient être causés par le gel. Cette distance varie de 0,60 à 1,20 m selon que les régions ne sont pas ou sont exposées à des gels importants.

Le fond de fouille est ensuite recouvert d'un lit de pose de 0,15 m à 0,20 m d'épaisseur bien pilonné et bien nivelé suivant les cotes du profil en long. Ce lit de pose est constitué :

- par du gravier, dans les terres ordinaires,
- par de la pierre cassée à l'anneau de 5 cm pour former drains, dans les terrains imperméables ou rocheux,
- par un lit de béton maigre dans les parties rocheuses très en pente.

Avant la descente en fouille, les tuyaux sont examinés en vue d'éliminer ceux qui auraient subi des chocs. Ils sont débarrassés de tous corps étrangers et on les descend lentement au palan ou à la grue dans le fond de fouille. Pour faciliter le nivellement, ils sont calés sur bois, puis on exécute les joints. Dans le cas de conduites en acier de petits diamètres, les joints soudés ne sont pas exécutés en fond de fouille, mais au-dessus de la fouille, où les tuyaux se trouvent maintenus par des bois disposés en travers de la tranchée.

Il est procédé ensuite à l'essai des joints. Cet essai s'effectue par tronçons plus ou moins longs suivant les circonstances. Quand la conduite est en fond de fouille, elle est calée par des cavaliers en terre disposés au-dessus d'elle et entre les joints. La conduite est alors remplie d'eau en vue de l'éprouver à la pression. La pression d'essai est, en principe, égale à la pression à laquelle sera soumise réellement la conduite + 50 %. Cette opération s'effectue à l'aide d'une pompe d'épreuve. La durée de l'épreuve



est d'au moins 30 mn. La variation de pression doit rester inférieure à 0,2 bar <sup>(1)</sup> et 0,3 bar dans certains cas.

Le remplissage s'effectue par la partie basse de la canalisation pour que l'air puisse s'évacuer facilement vers le point haut où l'on aura disposé une ventouse.

Une fois les joints essayés, revus s'il le faut, la tranchée est remblayée en bourrant soigneusement, par couches successives arrosées et bien tassées, le dessous et les flancs du tuyau avec une terre purgée de pierres ou, mieux, quand il s'agit de tuyaux en acier, notamment, et en vue d'éviter la corrosion, en constituant autour du tuyau, le lit de pose compris, un remblai en grave naturelle. Le remblaiement est ainsi poursuivi de la même façon jusqu'à 0,30 m au-dessus de la conduite par couches successives bien pilonnées. Le remblaiement est achevé avec du tout venant à l'aide d'engins mécaniques éventuellement.

**Cas particuliers de pose en terre.** — Lorsque la conduite traverse des terrains marécageux, tourbeux, il faut prévoir des travaux confortatifs en conséquence pour éviter tout mouvement ultérieur des tuyaux. Suivant les circonstances, on peut prévoir, sous le tuyau, une semelle continue en béton armé enserrant la conduite sous un angle de 90°, ou plus, de façon à diminuer l'effort que supportera le tuyau, et à réaliser, d'autre part, un empattement suffisant, compte tenu de la charge que le sol est en mesure de supporter (fig. 134). Il peut être prévu, également, que les

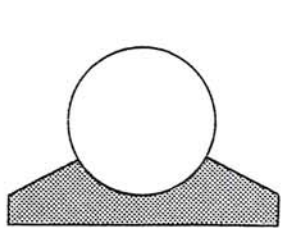


FIG. 134. — Pose sur semelle continue.

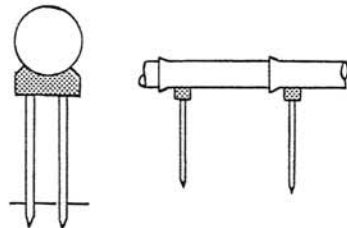


FIG. 135. — Pose sur pieux.

tuyaux reposeront sur des tasseaux en béton dans lesquels des têtes de pieux seront noyées, pieux en chêne, battus au préalable jusqu'au bon sol. Ces tasseaux pourront être au nombre de deux par tuyau ou de un; dans ce dernier cas, le tasseau sera prévu près du joint (fig. 135).

<sup>(1)</sup> Fascicule 71 — articles 76 à 79 du Cahier des prescriptions communes interministériel.

## b) Pose en galerie.

La pose en galerie est courante à Paris où presque toutes les canalisations sont posées, soit dans les égouts, soit dans des caniveaux ou galeries spéciales visitables <sup>(1)</sup>. Il est évident qu'en pleine campagne, la pose en galerie sera rare, excepté le cas d'un passage sur un ouvrage d'art, un pont par exemple, sur lequel, généralement, un caniveau sera réservé sous trottoir pour le passage des canalisations.

Dans les égouts parisiens, les conduites sont posées sur des consoles en fonte scellées dans les piédroits à raison de deux consoles par tuyau et, cela, jusqu'au diamètre de 0,600 m. Au-delà, les conduites sont posées sur tasseaux dans des galeries sèches spéciales.

Dans la pose sur tasseaux, et quand il s'agit de diamètres importants, on dispose provisoirement chaque tuyau sur des madriers en bois (fig. 136) et on effectue un calage sur ces madriers correspondant au profil en long. Les calages doivent être bien soignés et très solides. Les joints sont exécutés et, parallèlement, une équipe exécute les tasseaux définitifs en maçonnerie.

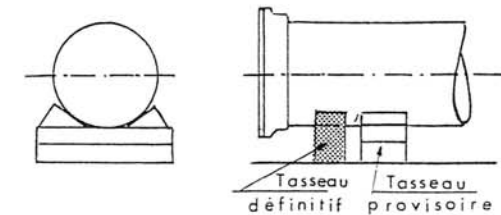


FIG. 136. — Pose sur tasseaux.

Pour les petits diamètres, la conduite est directement posée sur tasseaux coulés à l'avance.

La pose sur tasseaux s'effectue de la même façon quand la conduite passe sur un ouvrage d'art.

## c) Pose dans le lit d'une rivière et traversée sous-marine.

Lorsqu'il s'agit de franchir une rivière, la conduite peut emprunter le caniveau ordinairement réservé sous le trottoir d'un pont-route, s'il en existe. Elle peut également être posée sur des ouvrages spéciaux, comme il en a été réalisé sur le parcours des grandes adductions de la Ville de Paris où l'aqueduc, à la traversée d'une vallée, est remplacé par des conduites forcées.

Mais elle peut, aussi, être posée dans le lit même de la rivière <sup>(2)</sup>.

<sup>(1)</sup> Quelques conduites de grand diamètre sont encore posées en terre; leur développement représente environ 5 % de la longueur totale des conduites du réseau général.

<sup>(2)</sup> Siphons et traversées sous-fluviales et sous-marines, par MM. Bleu et Stoel-Feuerstein (Techniques et Sciences Municipales, Février 1963).



L'immersion d'une canalisation peut être également nécessaire quand il s'agit d'alimenter la population d'une île à partir d'installations construites sur le continent.

Quel matériau doit-on alors adopter? A vrai dire, jusqu'à présent, tous les matériaux dont on a parlé précédemment : fonte, fonte ductile, acier, béton armé, amiante-ciment, matière plastique ont été utilisés. Tout dépend de la longueur de la traversée à effectuer et du diamètre des tuyaux, ce qui conditionne évidemment l'importance des engins de manutention et détermine, en définitive, le mode d'immersion qui sera utilisé.

Il est nécessaire, tout d'abord, d'établir une souille draguée à l'emplacement de la traversée, en vue de la protection de la canalisation, laquelle sera recouverte, ensuite, par une épaisseur de 0,60 à 1,00 m de tout-venant ou, mieux, de béton immergé, ce qui permettra de la soustraire aux accidents éventuels en liaison avec la navigation (ancres des bateaux, gaffes des marinières, courants divers, etc...).

S'il s'agit d'une courte traversée, on peut utiliser les tuyaux rigides que l'on assemble, à l'air libre, sur un échafaudage construit au-dessus de la souille. La conduite, une fois assemblée, et essayée, est descendue avec précaution grâce à des engins de levage. Il est indispensable d'opérer en eau calme et d'éviter les manœuvres pouvant introduire des efforts pour lesquels la conduite n'a pas été prévue.

Dès que la traversée est importante, un net avantage revient à l'acier qui permet de mettre en place de grandes longueurs de canalisations, amenées au droit de la souille par flottaison et halage, les soudures des tronçons étant effectuées à terre, au fur et à mesure de l'avancement du halage (alimentation en eau d'une île, par exemple).

Pour les traversées moyennes de rivières, l'acier est également intéressant car il permet de réaliser d'un seul tenant le profil en forme de U à branches inclinées qui sera amené par flottaison et immergé ensuite sur son lieu de pose. Il ne restera qu'à raccorder les branches inclinées sur les tronçons en terre de part et d'autre.

Enfin, signalons l'utilisation très commode des tuyaux en polyéthylène (diamètre maximal de l'ordre de 0,300 m), dont la pose s'apparente à celle des câbles sous-marins, puisque ces tuyaux sont enroulés sur tourets, technique que l'on peut utiliser pour la prise d'eau en lac naturel qui s'effectue, nous l'avons vu dans le tome 1, assez loin des rives grâce à une conduite posée sur le fond. On peut également, dans ce cas, utiliser les tuyaux classiques, en acier soudé protégé, par exemple, mis en place avec le concours d'hommes-grenouilles.

#### d) Dispositions spéciales rencontrées dans la pose des conduites.

Nous donnerons quelques indications concernant l'épreuve des tuyaux en fond de fouille et sur la mise sur tasseaux d'une conduite primitivement posée en terre.

L'épreuve à fond de fouille s'effectue, nous l'avons vu, par tronçons successifs. Or, des efforts très importants sont mis en jeu au cours de cette épreuve et, en particulier, les extrémités des conduites doivent être butées sérieusement. Un simple calcul permet de voir que, sous une pression de 8 bars, une conduite de 0,400 m qui présente une section de  $1\,260\text{ cm}^2$  subit, en bout, une poussée de  $8 \times 1\,260 = 10^4\text{ daN}$ . Il faut équilibrer cette poussée; comment?

C'est le sol qui va recevoir la poussée et, pour cela, il faudra arrêter la fouille de la tranchée à temps pour réaliser matériellement la butée. On termine la conduite par une plaque pleine, solidaire d'un bout d'extrémité raccordé avec un joint Gibault. Le front de la tranchée comporte deux lits de gros madriers chargés de répartir la pression sur le sol et un système de vérins s'appuie sur eux, d'une part, et sur la plaque pleine d'autre part. On interpose, parfois, un quadrillage de fers profilés entre la plaque pleine et les têtes des vérins. Les vérins sont manœuvrés au fur et à mesure que la pression monte (fig. 137).

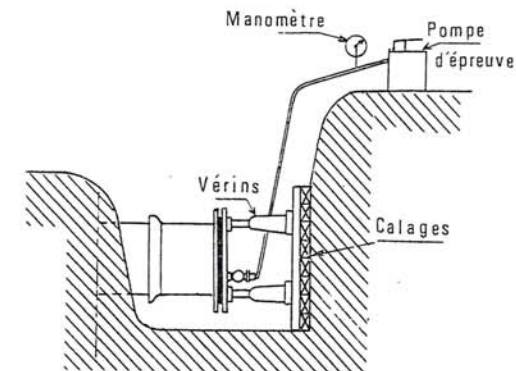


FIG. 137. — Butée d'extrémité en vue d'un essai.

Si le sol ne peut supporter la poussée de l'épreuve, il faut construire un massif de maçonnerie qui, par son poids, s'opposera à cette poussée.

Dans le cas où une conduite de gros diamètre posée en terre, doit, pour des raisons spéciales, être mise sur tasseaux et où il faut, malgré tout, continuer à assurer le transit de l'eau, des précautions spéciales sont à prendre pour assurer le maintien de la conduite.



On commence (fig. 138) par dégarnir les tuyaux sur la largeur suffisante, largeur qui peut être conditionnée par la construction d'un caniveau ou d'une galerie, et en arrêtant le dégarnissage au niveau du diamètre horizontal. Puis, à l'extrémité de chaque tuyau, on effectue une saignée sur une largeur de 15 à 20 cm pour pouvoir faire passer une ceinture constituée par un plat en acier. Au droit de cette ceinture, on dispose, en travers de fouille, des fers I jumelés reposant sur des massifs en maçonnerie. Les fers plats, terminés par des ronds soudés sur eux et filetés à leur extrémité, viennent se loger entre ces I où ils sont serrés à l'aide de boulons.

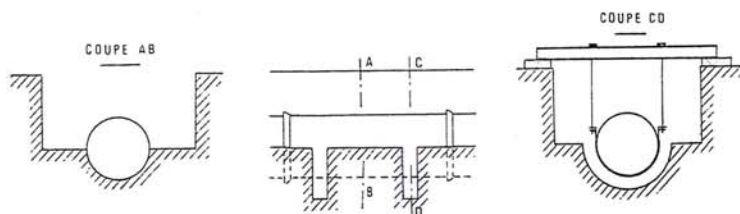


FIG. 138. — Chainage en vue de la mise de la conduite en caniveau.

La conduite se trouve ainsi solidement suspendue; on peut la dégager par le dessous et construire le caniveau et les tasseaux en toute sécurité. Cette opération s'appelle le chainage de la conduite et l'on conçoit que ce chainage soit indispensable dans le cas, par exemple, d'une construction d'égout sous une canalisation en service (fig. 139).

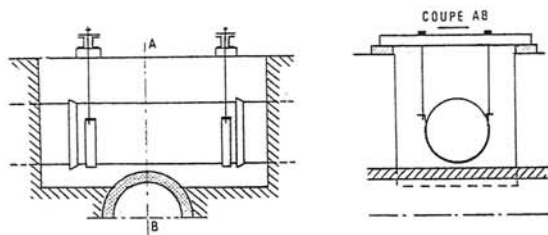


FIG. 139. — Chainage en vue de la construction d'un égout.

## VI. — Désinfection d'une conduite

Avant de livrer l'eau à la consommation publique, une fois les travaux d'adduction et de distribution achevés, comme après toute réparation sur une canalisation, il y a lieu de procéder à la désinfection du réseau selon les instructions du Laboratoire.

Cette opération fait l'objet d'une description détaillée dans la circulaire du 15 mars 1962 relative aux eaux d'alimentation. Nous renvoyons le lecteur à ce document de base pour des précisions complémentaires.

La désinfection peut s'effectuer, soit au chlore, soit au permanganate de potasse, l'essentiel étant que la liqueur stérilisante puisse atteindre les extrémités du réseau.

Une désinfection au chlore nécessite la présence du chimiste en vue d'effectuer les titrages nécessaires et s'assurer ainsi qu'une dose suffisante de chlore subsiste en bout de réseau. Cette présence ne sera pas nécessaire si l'on utilise le permanganate, facilement reconnaissable à sa couleur rouge violacé. Après un temps de contact suffisant de la solution stérilisante il est procédé à un rinçage du réseau à l'eau claire.

## VII. — Butées et amarrages des conduites

Les conduites étant constituées par une suite de tuyaux réunis par des joints, on conçoit qu'en dehors du cas où ces joints sont à brides ou soudés, comme il arrive sur les conduites en acier ou sur les conduites en béton armé avec âme en tôle soudée aux joints, il y a tendance, sous la poussée exercée par l'eau, à un déboîtement du joint dans les parties coudées, dans les branchements, dans les pièces coniques. On construit alors des massifs en béton qui, par leur poids, s'opposeront à ce déboîtement. Ces massifs, associés à des fers d'amarrage, seront parfois nécessaires, même pour des conduites à joints soudés ou à brides, si l'intensité des efforts en jeu l'exige. Par raison de sécurité, il n'est pas tenu compte de la butée des terres (à moins que l'on ne se trouve dans la roche compacte).

Nous passerons en revue les principaux cas particuliers.

### a) Cas du coude horizontal (fig. 140).

Soit une conduite de diamètre  $D$  mètres où règne une pression  $p$  bars et soit  $\alpha$  l'angle du coude. La pression  $p$  à prendre en compte est celle qui se manifestera à l'occasion de l'épreuve de la conduite, qu'il s'agisse d'une conduite gravitaire ou de refoulement (page 59). Cette pression sera lue sur le profil piézométrique au point où la butée doit être installée, pression majorée en principe de 50 %. On tient compte ainsi implicitement des efforts supplémentaires qui peuvent naître au cours d'un coup de bélier.

En toute rigueur, pour trouver la valeur de la poussée  $Q$ , on devrait appliquer au déplacement de l'eau le théorème des quantités de mouvement projetées en prenant pour axe des projections la bissectrice de l'angle  $\alpha$ . Pratiquement, toutefois, on constate



que la valeur ainsi obtenue diffère très peu de celle à laquelle on arrive en supposant l'eau immobile, ce qui introduit une simplification, ramenant tous ces problèmes à de simples compositions de forces.

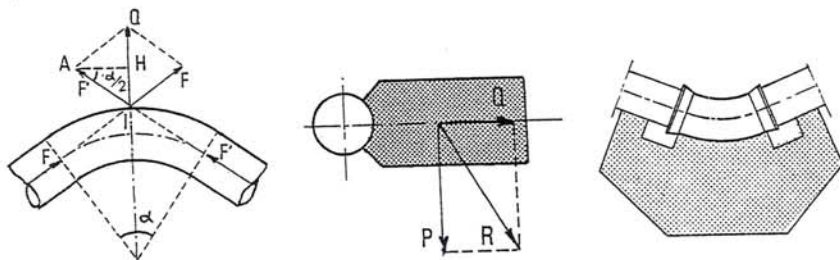


FIG. 140 — Butée sur un coude horizontal.

En conséquence, si l'on isole le coude en remplaçant par des forces  $F$  et  $F'$  exprimées en daN les actions exercées par la conduite, on a :  $F = F' = p \frac{\pi D^2}{4} \times 10^4$  et les deux forces  $F$  et  $F'$  se composent pour donner une poussée  $Q$  telle que :

$$Q = 2 \overline{HI} = 2 F \sin \widehat{HAI} = 2 F \sin \frac{\alpha}{2}$$

Il faudra, pour s'opposer à cette poussée, calculer un massif tel que :

- la résultante de la poussée  $Q$  et du poids  $P$  du massif passe par le 1/3 central de base (fig. 140) ;
- le massif de poids  $P$  ne glisse pas sur le sol, c'est-à-dire que :

$$\frac{Q}{P} < \operatorname{tg} \varphi$$

avec  $\operatorname{tg} \varphi = 0,577$ , ce qui correspond à  $\varphi = 30^\circ$  (frottement béton sur sol).

Dans l'exécution des massifs, il faut bien prendre soin de dégager les joints (fig. 140). Le massif de butée trouve donc place, normalement, à l'extérieur du coude.

Mais, dans cette position, il peut être difficile, dans certains cas, de le construire, en raison de la présence, à proximité, d'ouvrages enterrés : égout, conduite, chambre, etc. Dans ce cas, on l'exécute à l'intérieur du coude et les efforts de poussée sont transmis au massif par des tirants ancrés dans la butée et ceinturant la conduite. On dit que l'on amarre le coude.

#### b) Cas du coude vertical.

Dans le cas du coude vertical, le problème est résolu de la même manière et il suffit :

- quand la poussée s'exerce vers le haut, de vérifier que le poids du massif, ajouté à celui du tuyau plein d'eau qu'il supporte, composés avec la poussée, donnent une résultante convenable et qu'en tout état de cause le coude ne se soulève pas.

— quand la poussée s'exerce vers le bas, de vérifier que le taux de travail sur le sol exercé par le massif reste acceptable sous la somme des efforts ci-après : poussée du coude, poids du massif, poids du tuyau plein d'eau.

L'amarrage est constitué par des ceintures en fer plat, scellées dans la maçonnerie et qui entourent la conduite ; leur section sera telle qu'elles puissent résister aux efforts qui auront été calculés. Elles seront confectionnées en trois tronçons : deux parties droites réunies par une partie demi-circulaire. Des boulons permettront de solidariser, par un serrage, la conduite avec le massif de maçonnerie (fig. 141).

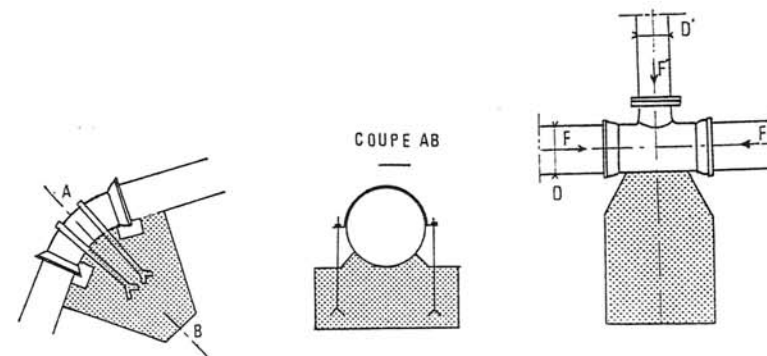


FIG. 141. — Butée sur un coude vertical.

FIG. 142. — Butée sur un branchement.

#### c) Cas des branchements à angle droit.

Quand une conduite secondaire de diamètre  $D'$  vient se raccorder sur la conduite principale, il y a lieu de buter le té de raccordement (fig. 142) pour éviter son déboîtement. En isolant l'ensemble des conduites et en remplaçant l'action des parties enlevées par les forces  $F$  et  $F'$ , nous remarquons, en projetant les forces verticalement, que la portion du té opposée au départ de la conduite secondaire supporte une poussée  $F'$ , telle que  $F' = \frac{\pi D'^2}{4} p \times 10^4$ , poussée qu'il est nécessaire d'équilibrer par un massif de maçonnerie à calculer comme pour une butée de coude.

Il serait procédé de même pour un branchement incliné sur l'axe de la conduite principale.

#### d) Cas des cônes (fig. 143 et 144).

En passant d'une section  $S$  à une autre  $S'$ , les forces  $F$  et  $F'$  sont différentes et la poussée résultante  $F - F'$  a tendance à déboîter le joint. Pour s'y opposer, les deux flancs du cône sont butés avec des massifs qui doivent résister aux efforts produits par la décomposition de la force  $(F - F')$  suivant les deux directions normales aux génératrices du tronc du cône.



On peut aussi enserrer la pièce tronconique dans un voile en béton armé solidaire d'une semelle, l'ensemble devant résister à  $(F - F')$ . Ce dispositif prend moins de place que le précédent (fig. 144).

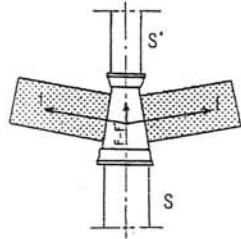


FIG. 143.

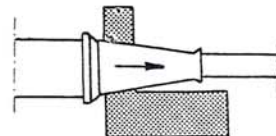


FIG. 144.

FIG. 143 et 144. — Butée sur un cône.

#### e) Cas des extrémités des conduites.

Quand une conduite se termine par une plaque pleine, la poussée sur plaque pleine' solidaire du bout d'extrémité bride bout uni, tend à déboîter le joint et il est nécessaire d'établir, derrière la plaque pleine, un massif capable de résister à la poussée  $\frac{\pi D^2}{4} p \times 10^4$ . Ce cas se présente, nous l'avons vu, dans les essais de conduite.

#### f) Cas d'une conduite inclinée.

Considérons une conduite dont la pose est prévue entre A et B selon une certaine pente (fig. 145). Soit P le poids de la conduite pleine d'eau sur le tronçon AB. P se décompose en deux :

- d'une part, T qui tend à favoriser le glissement,
- d'autre part, N, dirigée normalement à la pente et qui donne lieu à une résistance de frottement opposée à T, de valeur  $fN$ , si  $f$  est le coefficient de frottement de la conduite sur son support ( $f$  est compris entre 0,2 et 0,3).

S'il y a glissement possible, la force G qui en résultera sera dirigée selon la pente et aura pour valeur :

$$G = T - fN$$

c'est-à-dire, en considérant un profil formant un angle  $\alpha$  avec l'horizontale :

$$G = P (\sin \alpha - f \cos \alpha)$$

Si la valeur entre parenthèse est positive, le glissement pourra se produire, ce qui conduit à dire que le glissement est possible pour  $\alpha > 12^\circ$  environ, soit pour une pente d'environ 20 %.

Des amarrages sont donc nécessaires dès que le profil de pose admet des pentes égales ou supérieures à 20 % ; cette précaution est indispensable pour les conduites posées sur tasseaux en galerie ou en égout, par exemple. Si la conduite est posée en terre, le remblai introduit une condition favorable au non glissement et des amarrages ne sont pas

forcément indispensables. Cependant, quand il s'agit de fortes pentes, de l'ordre de 40 à 50 % et plus, des massifs d'ancrage sont à prévoir néanmoins et on suppose, pour le calcul, le remblai enlevé, ce qui peut correspondre, en gros, à un remblai gorgé d'eau, réduisant ainsi considérablement la résistance au frottement.

Dès qu'un glissement peut se produire, il y a avantage à utiliser des tuyaux non susceptibles de se déboîter, afin de bien solidariser l'ensemble de la conduite et d'éviter de faire transmettre par les joints des efforts longitudinaux auxquels ils résistent très mal (fuites possibles). On utilisera donc des tuyaux fonte à joints verrouillés, des tuyaux en béton armé à joints autobutés ou des tuyaux en acier à joints soudés. Les massifs d'ancrage pourront alors être très espacés, voire un massif à chaque extrémité de la pente. Dans ce cas, la force de glissement G sera absorbée par moitié et chaque massif devra rester stable sous l'effet de la force  $G/2$ , de la poussée due au coude et du poids du massif.

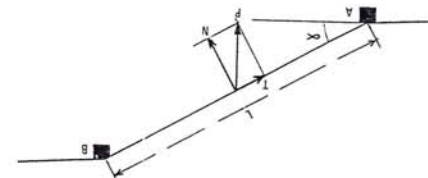


FIG. 145. — Cas d'une conduite inclinée

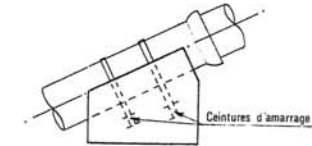


FIG. 146. — Amarrage sur conduite fonte

Pour une conduite en fonte avec joints ordinaires (joints express non verrouillés), les massifs d'ancrage seraient plus nombreux (un massif tous les 2 à 3 tuyaux selon la valeur de la pente) pour éviter de faire travailler les joints selon l'axe longitudinal de la conduite ; dans ce cas, le massif est à établir derrière l'emboîtement (fig. 146). Une précaution supplémentaire consisterait à prévoir exceptionnellement la pose des tuyaux à fond d'emboîtement, au lieu de laisser environ 1 cm de jeu comme on doit le faire en pose normale.

Enfin, dans tous les cas, des ceintures amarreront solidement la conduite sur ses massifs.

## VIII. — Calcul de la conduite d'amenée

Conformément au programme que nous nous sommes fixé au début de ce chapitre, nous examinerons maintenant, plus particulièrement, le cas de la conduite forcée d'adduction gravitaire.

#### a) Etude du tracé.

Nous supposons, dans ce qui suit, qu'il s'agit d'une adduction gravitaire simple, entre une source et un réservoir.

Nous rechercherons le tracé le plus direct entre la source et le réservoir d'accumulation de façon à obtenir de longs alignements, raccordés par des courbes très ouvertes. Le tracé empruntera, de préférence, l'accotement



des routes <sup>(1)</sup> et chemins, en évitant les propriétés privées <sup>(2)</sup>. L'approvisionnement des chantiers de pose ainsi que les réparations éventuelles seront ainsi facilités. Pour les conduites de gros diamètre, il sera difficile, toutefois, d'éviter le passage sur des terrains particuliers.

En profil, une profondeur comprise entre 0,90 et 1,20 m au-dessus de la génératrice supérieure du tuyau sera ménagée pour éviter les dégâts dus au gel. La conduite présentera un profil aussi régulier que possible qui ne suivra pas forcément le niveau du sol. Quelques surprofondeurs seront parfois inévitables. On s'efforcera de maintenir la pente du profil de pose au-dessus de 0,002 m par mètre.

Le profil sera étudié pour que l'air puisse être évacué facilement. En effet, l'air est l'ennemi des adductions d'eau car, par son accumulation, il peut gêner l'écoulement. Véhiculé à l'état dissous dans l'eau, il s'en dégage néanmoins en cours de route de petites quantités par suite des variations de pression et de température et qui, au bout d'un certain temps, arrivent à former des volumes importants qu'il importe d'évacuer. Il faut, de plus, veiller à ce que la conduite reste constamment pleine, ce que l'on vérifiera en s'assurant que, dans tous les cas d'écoulement, le profil piézométrique se maintient au-dessus du sol.

Les tracés comportant un profil horizontal seront évités; on substituera à celui-ci, quitte à avoir des surprofondeurs, un profil comportant, de préférence, des montées lentes et des descentes rapides ( $p = 0,002$  à  $0,003$  m p.m. pour les montées et  $0,004$  à  $0,006$  m p.m. pour les descentes) plutôt que des montées rapides et des descentes lentes. L'air se déplace ainsi lentement et se localise au point haut d'où il peut être évacué par une ventouse (fig. 147). Une ventouse sera également nécessaire à l'extrémité d'un tronçon à très faible pente suivi d'un tronçon descendant.

Si la canalisation avait à supporter, extérieurement, des charges supérieures à celles pour lesquelles elle est prévue (surcharges de chaussées, par exemple), elle serait posée en galerie à ces emplacements; on pourrait aussi la protéger par une dalle en béton armé reposant sur des piédroits établis de part et d'autre de la conduite. Ces cas pourront se présenter dans les traversées de route, par exemple.

<sup>(1)</sup> La pose des conduites d'eau (comme celle des conduites d'assainissement) n'est pratiquement plus autorisée dans l'emprise des routes nationales. La demande d'autorisation est à présenter au Préfet intéressé qui a, dans ce cas, pouvoir de décision (circ. n° 51 du 9 octobre 1968).

<sup>(2)</sup> Une loi, en date du 4 août 1962 institue une servitude sur les fonds privés non bâtis, exceptés cours et jardins attenants aux habitations, pour la pose de canalisations publiques d'eau potable ou d'assainissement. Cette servitude ouvre droit à indemnité. Cette disposition a été reprise par la loi n° 64-1245 du 16 décembre 1964 sur le régime et la répartition des eaux (art. 45). Les modalités d'application ont été fixées par décret n° 153 du 15 février 1964.

Pour les conduites de diamètre moyen et, en tout état de cause, inférieur à 0,500 m, les traversées de routes à grande circulation s'effectueront de préférence par forages horizontaux, sans ouvrir la chaussée. Dans des cas spéciaux, il a été exécuté des traversées horizontales de routes avec des diamètres très importants ( $\varnothing 2,50$  m).

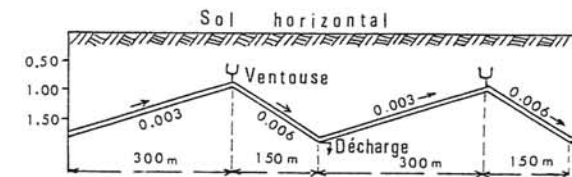


FIG. 147. — Profil schématique à substituer à une pose horizontale.

Dans les traversées des voies ferrées, la conduite devra être établie, pour les passages en-dessous, en galerie visitable pour les grosses canalisations ou en fourreau pour les petites, suivant les exigences de la S.N.C.F., et devra comporter obligatoirement un robinet-vanne à chaque extrémité de la limite du domaine de la S.N.C.F.

D'une manière générale, en ce qui concerne les traversées et pour les conduites d'un diamètre supérieur à 0,400 m supportant une pression égale au moins à 4 bars, la S.N.C.F. préconise, en accord avec le Ministère de l'Équipement et du Logement, le dispositif suivant :

1° en amont de la traversée, une vanne papillon automatique, même placée à plusieurs centaines de mètres du chemin de fer;

2° en aval, une vanne à main ordinaire.

Dans le cas de plusieurs traversées successives du chemin de fer, seuls l'amont de la première traversée et l'aval de la dernière sont à considérer.

Enfin, des exigences locales pourront nécessiter des tracés particuliers dont il y aura lieu de tenir compte.

N'oublions pas que la conduite devra être complétée, notamment, par les organes accessoires ci-après : ventouses aux points hauts, décharges aux points bas.

De plus, si la longueur de la conduite est importante (plusieurs kilomètres), il sera bon de prévoir quelques robinets de sectionnement en vue de faciliter les réparations éventuelles.



## b) Calcul de la conduite.

Quatre paramètres interviennent pour le calcul d'une conduite :

- le débit  $Q$ ,
- la perte de charge unitaire  $j$ ,
- la vitesse  $V$ ,
- le diamètre  $D$ .

Seul, le débit  $Q$  est connu et la valeur recherchée est  $D$ . Les paramètres  $j$  et  $V$  introduisant deux inconnues supplémentaires, alors que l'on ne dispose que des deux équations :

$$j = \frac{cQ^2}{D^5} \quad \text{et} \quad Q = \frac{\pi D^2}{4} \times V$$

la solution consistera à se fixer l'un des paramètres  $j$  ou  $V$ , ce qui permettra de trouver  $D$ ; il sera vérifié, ensuite, que, dans ces conditions, la valeur du paramètre non utilisé est acceptable.

Le tracé en plan ayant été établi, la longueur  $L$  de la conduite est connue.

Deux cas peuvent se présenter :

*1<sup>er</sup> Cas.* — La cote d'arrivée et la cote de départ sont imposées.

La cote d'arrivée sera celle correspondant au niveau le plus haut d'arrivée dans le réservoir; la cote de départ sera celle correspondant au niveau le plus bas atteint par la source captée.

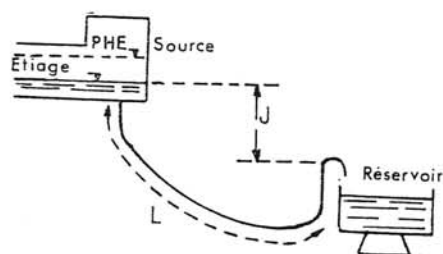


FIG. 148. — Détermination de la conduite d'adduction.

La différence entre ces deux cotes donnera la perte de charge  $J$  minimale totale qui devra être absorbée par les frottements de l'eau dans la conduite (fig. 148) et la perte de charge unitaire sera :

$$j = \frac{J}{L}$$

la conduite débouchant à gueule-bée dans le réservoir.

Avec  $Q$  et  $j$ , on recherchera, dans les tables, le diamètre  $D$  de la conduite qui écoulera le débit  $Q$  avec une perte de charge aussi proche que possible de  $j$  et, en tout état de cause, inférieure à  $j$ . En effet, si le débit est théoriquement atteint avec  $j' < j$ , on obtiendra, pratiquement, un

débit légèrement supérieur à  $Q$ , qui sera ajusté éventuellement par le jeu d'un robinet-vanne, ou bien, de cette façon, les pertes de charge singulières dont on n'avait pas tenu compte, se trouveront compensées.

Il sera vérifié, ensuite, que la vitesse  $V$  de l'eau dans la conduite reste acceptable, c'est-à-dire comprise, si possible, entre 0,50 m et 1,50 m/s.

En effet, de faibles vitesses favorisent la formation de dépôts et l'air s'achemine difficilement vers les points hauts. Si, toutefois, on ne pouvait obtenir de meilleures valeurs, des chasses devraient être pratiquées de temps en temps aux points bas de la conduite. Par ailleurs, de grandes vitesses sont susceptibles d'accroître l'importance du coup de bélier qui croît, précisément, nous le verrons, avec la vitesse de l'eau dans la conduite.

Toutefois, il y a lieu de faire remarquer que cet échelonnement souhaitable pour les vitesses d'écoulement n'est pas impératif; c'est une question d'espèce pour chaque cas. Notamment, des vitesses supérieures à 1,50 m/s ne sont pas exceptionnelles; cela dépend de la charge disponible et de la protection anti-bélier; cependant, des vitesses supérieures à 2,00 m/s risquent de créer des difficultés d'exploitation. De même, des vitesses inférieures à 0,50 m/s se rencontrent souvent en distribution urbaine, en particulier dans les conduites secondaires du réseau.

*Premier exemple.* —  $Q = 160$  l/s;  $J = 4,00$  m;  $L = 2\,000$  m  
 $k = 2 \cdot 10^{-3}$

La perte de charge unitaire vaut :

$$j = \frac{4}{2\,000} = 0,002$$

Le diamètre à adopter sera celui qui présentera la plus faible valeur pour une vitesse raisonnable.

Nous lisons dans les tables, avec  $j = 0,0019$  p.m.  
 $D = 0,500$  m

Nous vérifions aussi que  $V = 0,80$  m/s, valeur acceptable.

*Deuxième exemple.* —  $Q = 145$  l/s;  $J = 20$  m;  $L = 1\,000$  m;  $k = 10^{-3}$   
 $j = 0,020$  p.m.

Nous lisons, dans les tables, et compte tenu du coefficient réducteur du tableau de l'annexe 1 :

— avec  $j = 0,0236 \times 0,82 = 0,019 < 0,020$

$D = 0,300$  m et  $V = 2,05$  m/s.

— avec  $j = 0,01 \times 0,82 = 0,0082 < 0,020$

$D = 0,350$  m;  $V = 1,50$  m/s.

En définitive, nous prendrons plutôt  $D = 0,350$  m, qui correspond à une vitesse plus raisonnable. Il est évident que, dans les conditions de l'énoncé, la conduite fournira un débit plus important puisque la perte de charge disponible est grande. Le débit de 145 l/s à transporter sera ajusté par le jeu d'un robinet-vanne ou d'un brise charge.

Dans certains cas, l'adoption de deux conduites en série de diamètres différents peut donner une solution économique.

*2<sup>e</sup> Cas.* — L'une des deux cotes d'arrivée ou de départ est, seule, imposée. Ce sera le cas le plus fréquent.



Le diamètre est déterminé par considération du débit  $Q$  à transiter et de la vitesse  $V$  admissible dans la conduite. Un seul diamètre est donc possible si la vitesse est fixée.

Les tables donnent alors la valeur de  $j$  correspondante qu'il suffit de multiplier par  $L$  pour avoir  $J$ , donc l'altitude de l'autre extrémité de la conduite si, toutefois, celle-ci débouche à l'air libre.

Il reste à examiner si cette altitude est compatible avec la topographie des lieux, sinon il faudra choisir une autre vitesse, d'où il résultera un diamètre différent.

Exemple. —  $Q = 120$  l/s;  $L = 2\,000$  m

Cote de départ : 40,00;  $k = 10^{-3}$ .

Ce débit peut s'écouler dans une conduite de 0,400 m avec :

$$j = 0,0035 \times 0,83 = 0,0029 \text{ p.m. et } V = 0,95 \text{ m/s.}$$

Donc,  $J = 0,0029 \times 2\,000 = 5,80$  m.

La cote d'arrivée au réservoir sera :

$$40,00 - 5,80 = 34,20$$

Il restera à examiner si cette cote est compatible avec l'altitude du sol et si elle permet au réservoir de fournir la pression exigée.

Une fois le calcul de  $D$  effectué, le travail se poursuit comme suit.

On porte sur un profil en long, établi selon le tracé de la canalisation, le profil piézométrique correspondant, qui sera une droite joignant les plans de départ et d'arrivée si la conduite, d'un diamètre constant d'une extrémité à l'autre, ne distribue aucun débit en cours de route et débouche à gueule-bée dans le réservoir. Supposons le profil piézométrique entièrement situé au-dessus du sol.

On examine, dans ces conditions, si certains tronçons du tracé ne supportent pas de pressions exagérées. Si cela se présente, les tronçons intéressés devront comporter des tuyaux étudiés spécialement, à moins d'installer un brise-charge.

Un brise-charge n'est autre qu'un réservoir intermédiaire dans lequel une partie de l'énergie que possède l'eau à son entrée se trouve brisée, laminée, par une vanne-pointeau  $V$  (fig. 149) donnant lieu ainsi à une perte de charge singulière, l'autre partie étant transformée en énergie potentielle avec un niveau de base nouveau  $N$  pour le tronçon d'aval. Le jet peut déboucher à l'air libre à la sortie de la vanne  $V$  de la figure 149 ou déboucher dans l'eau (fig. 154), ce qui semble préférable car l'énergie du jet se trouve amortie par le matelas d'eau.

La capacité du brise-charge est déterminée d'après le temps de fermeture de la vanne  $V$  et de celle située en  $R$  (fig. 150), l'objectif étant de maintenir le plein de la conduite aval. Les temps de fermeture se déduisent d'une étude en régime transitoire dans les tronçons  $AB$  et  $BDR$ , ainsi

qu'on l'examinera à propos du coup de bélier. Les brise-charge sont des installations qu'il importe, bien entendu, de mettre à l'abri des pollutions. Ils seront, à ce point de vue, traités comme des réservoirs.

Examinons, maintenant, de quelle manière l'emplacement d'un brise-charge peut être déterminé.

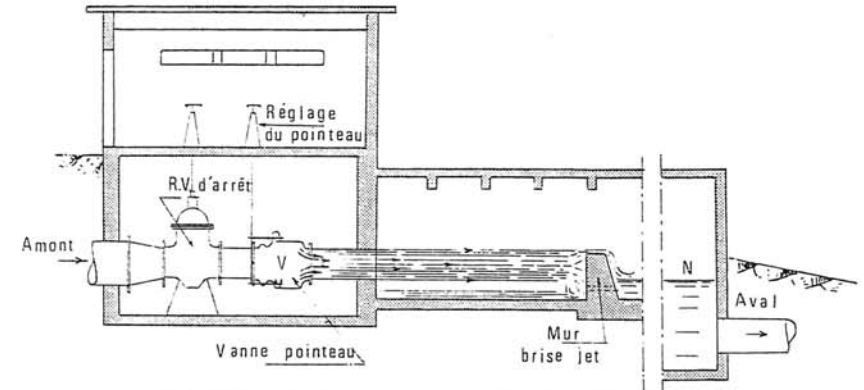


Fig. 149. — Brise-charge avec jet débouchant à l'air libre.

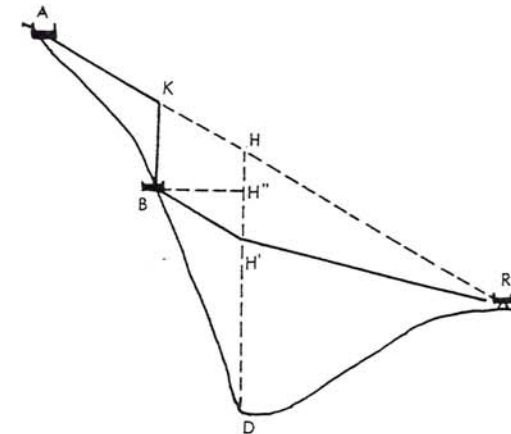


Fig. 150. — Détermination de l'emplacement d'un brise-charge.

Supposons (fig. 150) que la ligne piézométrique  $AR$  donne, en fond de vallée, en  $D$ , une pression au sol  $DH$  trop forte et que l'on ait intérêt à ne pas dépasser une pression intérieure, mesurée par  $DH''$  <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Lorsque l'on étudie une adduction importante par sa longueur et par son volume d'eau transité, il est intéressant de rechercher à réduire le coût de la conduite. Or, pour des tuyaux fabriqués spécialement (tuyaux en béton armé, par exemple), le prix est d'autant moins élevé que la pression intérieure est faible. Il y a donc lieu de rechercher le profil piézométrique donnant lieu à de faibles pressions au sol et la solution du brise-charge peut être intéressante dans cette hypothèse.



La position du brise-charge B sera déterminée en menant par H' une horizontale qui coupera la surface topographique au point cherché. Il faut, en effet, considérer le cas de l'adduction arrêtée par fermeture en R; à ce moment, la pression maximale dans la conduite est rapportée à l'horizontale passant par le niveau de l'eau dans le brise-charge.

Quant au diamètre de la conduite, il sera donné par considération de la ligne piézométrique finale AKBH'R, déterminée comme suit :

- de A à la verticale K du brise-charge : ligne initiale,
- de K à la verticale du fond de vallée D : ligne BH' parallèle à AR,
- ligne H'R (H' doit, évidemment, être plus haut que R).

De A à D, le diamètre sera celui calculé avec la ligne initiale AR et qui, notamment, correspond à une vitesse raisonnable de l'eau dans la conduite.

De D à R, le diamètre changera : il sera plus grand puisque la pente de la ligne H'R est plus faible que celle de AR.

On pourrait, également, considérer le diamètre obtenu en adoptant le profil piézométrique BR au lieu de BH'R.

La position du brise-charge, déterminée comme il vient d'être indiqué, correspond à la solution la plus économique. En effet, toute position plus basse donnerait une ligne piézométrique H'R moins inclinée, donc correspondant à un diamètre plus grand.

Les considérations ci-dessus montrent également que le brise-charge peut être utilisé pour réduire la vitesse de l'écoulement.

### c) Cas où il existe, sur le tracé, un point haut écrêté par la ligne piézométrique.

Supposons (fig. 151), que la conduite comporte un point haut en C tel que la ligne piézométrique SR, établie pour l'écoulement d'un débit Q

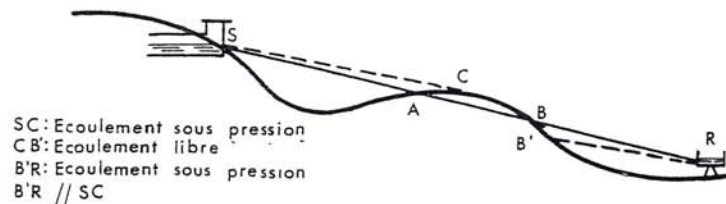


FIG. 151. — Passage d'une crête.

avec un diamètre D et une vitesse convenable, écrête la surface topographique en ACB.

En principe, tout tronçon de conduite situé au-dessous de cette ligne se trouve sous pression, alors que les tronçons situés au-dessus devraient, théoriquement, être le siège de pressions négatives.

En fait, tant que la distance entre la conduite et la ligne piézométrique reste inférieure à 10 m, ces tronçons sont en dépression par rapport à la pression atmosphérique et, dans le cas de figure ci-dessus, le tronçon ACB pourrait fonctionner un certain temps en siphon. Pratiquement, toutefois, l'air finirait par se dégager en raison de la dépression qui entraîne une libération des gaz dissous dans l'eau et il devient donc nécessaire d'aérer ce tronçon. Par suite de sa mise à l'atmosphère, et la conduite n'étant pas sous pression, c'est la pression atmosphérique qui s'exercera sur ACB et l'écoulement s'y effectuera à plan d'eau libre puisque ce type d'écoulement permet de transporter dans un ouvrage incomplètement rempli le même débit qu'avec une conduite pleine sous pression (voir page 17).

En conséquence, en aérant ce tronçon à son sommet C, il y a lieu d'interpréter comme suit le passage de la crête :

L'eau arrivera au point C (à condition, bien entendu, que C soit plus bas que S) sans pression, puis s'écoulera au-delà de C, à plan d'eau libre, jusqu'à un certain point que l'on va déterminer et, ensuite, sous pression jusqu'en R.

La ligne piézométrique sera donc la suivante :

1° Entre S et C, la ligne se relève et devient SC; sa pente diminuant, il ne pourra donc être écoulé qu'un débit  $Q' < Q$  si le même diamètre D est conservé (la conduite cesse, en fait, d'être pleine en amont de C).

2° L'eau devant arriver à une cote fixée par le débouché dans le réservoir et le débit  $Q'$  s'écoulant maintenant au-delà de C, la ligne piézométrique sera une parallèle à SC, menée de R. Elle coupera le profil en B', qui sera le point limite entre l'écoulement libre (de C à B') et l'écoulement sous pression (de B' à R).

Si l'on désire conserver le même débit Q, il est évident que l'on sera amené à prendre un diamètre  $D' > D$ .

Cette disposition présente l'inconvénient de créer une zone délicate en ACB, où il y aura passage d'un écoulement forcé à un écoulement libre et la longueur du tronçon intéressé variera avec la cote du plan d'eau à l'extrémité amont en S.



Aussi le profil piézométrique ci-dessus doit être évité, quand cela est possible, et l'on devra veiller à maintenir la conduite pleine sur toute sa longueur.

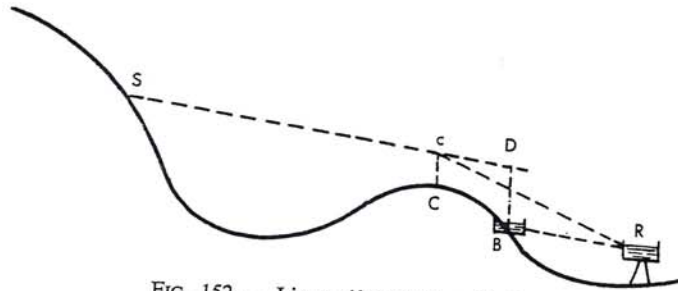


FIG. 152. — Ligne piézométrique finale.

A cet effet, on s'imposera, en C (fig. 152), une certaine pression  $C_c$  et la conduite sera calculée avec une ligne piézométrique de plus faible pente  $Sc$ , ce qui conduira à adopter un diamètre plus grand que précédemment.

De C à R, nous pourrions :

— soit, adopter la ligne  $cR$ , en calculant une conduite de plus faible diamètre (la pente de  $cR$  est plus grande que celle de  $Sc$ ) que dans le tronçon précédent, à condition, toutefois, que la vitesse ne soit pas trop élevée;

— soit, si l'on désire conserver un diamètre uniforme sur toute la longueur ainsi qu'une vitesse convenable, en prenant pour ligne piézométrique une droite  $BR$  parallèle à  $Sc$  et qui détermine en B la position d'un brise-charge.

Dans cette hypothèse, la ligne piézométrique finale serait  $SDBR$ .

En conclusion, on s'efforcera toujours de maintenir, en tous points du tracé, le profil piézométrique au-dessus du sol (5 à 10 m environ pour le point le plus critique), ce qui pourra conduire à substituer à la ligne droite initiale du profil piézométrique une ligne brisée passant au-dessus du sol et correspondant à des diamètres différents. En cas de difficulté, il pourra être envisagé une surprofondeur de pose au point critique, en enterrant la conduite en dessous du profil piézométrique initial. Cette solution sera à comparer à celle conduisant à prévoir des diamètres différents et l'on choisira en définitive la solution la plus économique.

## IX. — Régulation du débit

La régulation peut être définie comme étant l'ensemble des dispositions qui permettent d'agir sur le débit de la conduite pour l'adapter à la consommation.

Nous distinguerons la régulation par l'amont et la régulation par l'aval.

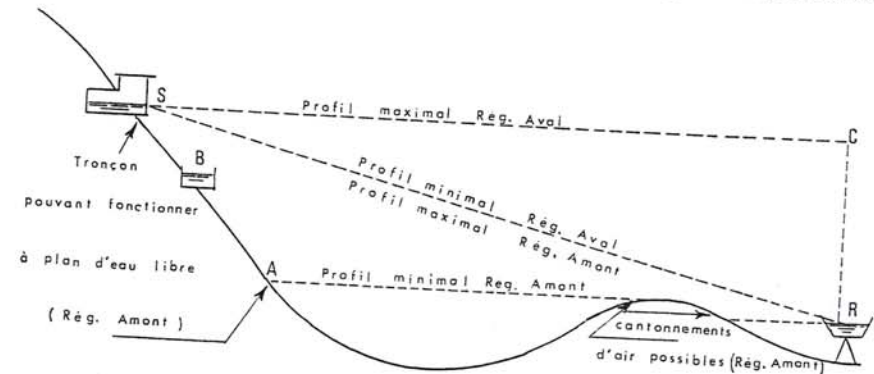


FIG. 153. — Profils piézométriques dans les deux types de régulation.

Soit (fig. 153) un profil topographique  $SR$ . Dans une régulation par l'amont, les organes de réglage seront près de S; dans une régulation par l'aval, ils seront près du réservoir. Ces organes ne sont autres que des robinets-vannes.

Nous examinerons les répercussions de ces deux modes de réglage :

1° *Du point de vue temps de réponse des manœuvres.* En régulation amont, une manœuvre de robinet en S ne se fera pas sentir immédiatement au réservoir et le temps de réponse sera d'autant plus grand que la conduite sera longue. En particulier, la fermeture totale du robinet en S ne se traduira pas par un arrêt total et immédiat en R.

En régulation aval, au contraire, la manœuvre en R se répercutera immédiatement au réservoir.

2° *Du point de vue pression maximale dans la conduite.* En régulation amont, le profil piézométrique s'articule autour de R avec la droite  $SR$  comme ligne piézométrique maximale et l'horizontale  $RA$  comme ligne piézométrique minimale.



En régulation aval, du fait que le robinet-vanne situé près du réservoir peut se fermer, le profil piézométrique s'articule autour de S avec l'horizontale SC comme ligne maximale et SR comme ligne minimale.

En conséquence, la pression maximale que devra supporter la conduite sera plus élevée en régulation aval qu'en régulation amont.

3° *Du point de vue sécurité d'exploitation.* En régulation aval, la conduite reste toujours pleine, quelles que soient les manœuvres effectuées en R. Il n'en est pas de même en régulation amont. Par suite de réduction importante du débit, certains tronçons peuvent fonctionner sans pression, à plan d'eau libre (tronçon SA de la figure 153); des cantonnements d'air peuvent se former s'il existe des points hauts sur le tracé. A l'arrêt, la conduite se vide partiellement et l'équilibre est atteint pour l'horizontale RA avec décrochement éventuel au point haut (fig. 153).

Ces inconvénients gênent l'exploitation : des dispositions doivent être prises pour faire entrer l'air dans certains tronçons, SA, par exemple, qui peuvent se vider après fermeture complète du robinet, d'où la nécessité de prévoir une ou plusieurs ventouses en aval du robinet. A la remise en service après arrêt complet, ces mêmes appareils assureront l'évacuation de l'air contenu dans la conduite.

4° *Cas où il existe un brise-charge sur le tracé.* Supposons qu'il existe un brise-charge B, entre S et A.

En régulation amont, le brise-charge joue le rôle d'un réservoir intermédiaire et ne nécessite aucun appareillage particulier. Notamment, aucun risque de débordement n'est à craindre par suite d'une modification de débit en S, le brise-charge évacuant le débit qui y arrive.

Il n'en va pas de même en régulation aval. En effet, en réduisant le débit en R et le brise-charge ne comportant aucun système de réglage, le plein débit venant de S continue d'arriver en entraînant un débordement de la chambre.

En conséquence, cet ouvrage doit être équipé d'un dispositif simple et automatique qui réglera le débit d'arrivée au brise-charge en fonction de celui demandé en aval.

Pour une *installation de moyenne importance*, un robinet flotteur peut résoudre le problème; quand le niveau d'eau monte dans le brise-charge, le flotteur agit dans le sens de la fermeture sur un robinet disposé sur la conduite d'arrivée.

Pour de *grosses installations*, ce dispositif est insuffisant. Il peut être fait appel alors à un système très ingénieux, faisant l'objet d'un brevet, et installé récemment sur une adduction réalisée en commun par la Ville de Paris et la Société Lyonnaise des Eaux et de l'Eclairage.

Le principe en est le suivant (fig. 154). La conduite alimentaire du brise-charge peut être obturée par une vanne pointeau de profil calculé

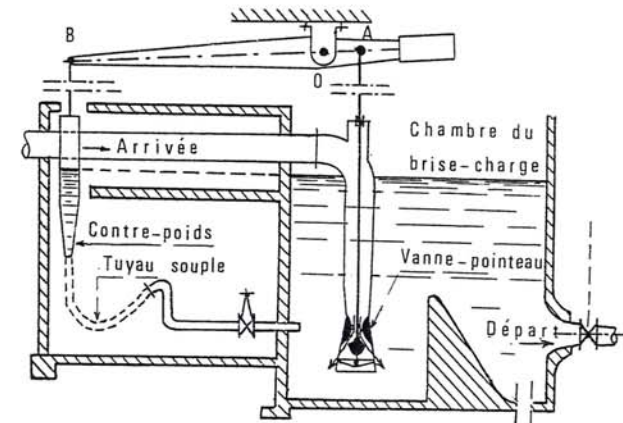


FIG. 154. — Brise-charge avec contre-poids liquide.  
(Doc. Sté LYONNAISE DES EAUX)

à l'avance qui, en s'enfonçant plus ou moins dans un coin femelle faisant partie de l'extrémité de la canalisation, lamine l'eau au passage de la quantité désirée. Le coin mâle est solidaire d'un levier OAB, articulé en O, et portant en B un contrepoids en tôle qui peut être rempli d'eau par une conduite souple qui relie le fond du contrepoids à la chambre. A un instant donné, il y a toujours correspondance des niveaux dans le contrepoids et dans la chambre et l'ensemble est calculé de façon que la perte de charge dans la conduite venant de l'amont, ajoutée aux pertes de charges singulières dues au laminage du flot à travers la vanne donnent la différence des niveaux entre l'amont extrême et le niveau de l'eau dans le brise-charge.

Que se passe-t-il, si, en aval, le débit diminue par suite d'une manœuvre près du réservoir? Le niveau dans la chambre du brise-charge va tendre à monter, mais il montera aussi dans le contrepoids liquide, qui, par l'augmentation de son poids, va abaisser le levier et donc tendre à fermer la vanne d'arrivée. Il n'y a donc plus de débordements à craindre, le mécanisme est très simple et la fermeture de la vanne peut être aussi lente que l'on désire. Il suffit de calculer la forme du contrepoids en fonction de la loi de fermeture de la vanne.

Signalons, également, un appareil mis au point par NEYRPIC, appelé obturateur à disque autocentreur, qui permet de résoudre le même problème pour tous les cas d'installations, même pour des débits exceptionnels.



### X. — Cas spécial d'une adduction gravitaire comportant un aqueduc et un siphon — Calcul du siphon

Soit un siphon qui s'intercale entre deux tronçons d'aqueduc à plan d'eau libre (fig. 155).

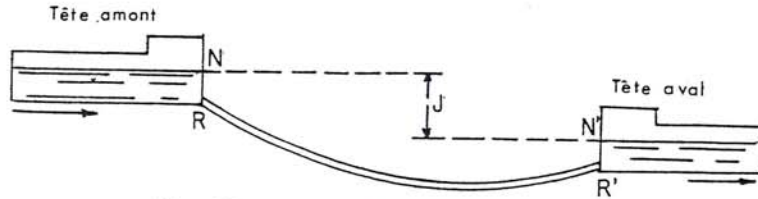


FIG. 155. — Siphon à la traversée d'une vallée.

L'aqueduc a été calculé pour transiter un débit  $Q$  avec une certaine pente  $I$  en régime permanent uniforme. Le plan d'eau, dans l'aqueduc, s'établit à une cote  $N$  à la tête amont et à une cote  $N'$  à la tête aval.

La conduite de diamètre  $D$  et de longueur  $L$  qui relie les deux têtes de siphon fonctionne donc sous la perte de charge totale :

$$J = N - N'$$

soit sous une pente hydraulique unitaire :

$$J = \frac{N - N'}{L}$$

Or, il est pratiquement impossible de trouver le diamètre normalisé  $D$  satisfaisant aussi à l'égalité :

$$jL = R - R'$$

si  $R$  et  $R'$  sont les cotes extrêmes du radier de l'aqueduc aux têtes amont et aval. De toute façon, la perte de charge évoluant avec la rugosité des parois, cette égalité, même obtenue à une époque donnée, ne saurait être maintenue constante dans le temps, puisque l'importance des frottements croît ordinairement avec la durée du service.

En outre, il y a lieu de tenir compte des pertes de charges singulières aux têtes de siphon. A la tête amont, on peut les évaluer à  $\frac{0,5 V^2}{2g}$ ,  $V$  étant la vitesse de l'eau à l'intérieur des conduites du siphon.

A la tête aval, on peut les évaluer à  $\frac{V'^2}{2g}$ , correspondant à la hauteur nécessaire pour mettre l'eau en mouvement à la vitesse  $V'$  dans l'aqueduc.

En conséquence, la hauteur de la tranche d'eau au-dessus du radier sera différente aux deux têtes.

Fonction des conditions de l'écoulement vers l'aval, cette hauteur d'eau, à la tête aval, sera pratiquement égale, si le bief est suffisamment long, à celle correspondant au passage, dans l'aqueduc, du débit  $Q$  avec la pente  $I$ , en régime permanent uniforme, déterminant ainsi un niveau appelé niveau normal. Effectivement, l'extrémité aval d'une conduite d'adduction comporte, à l'arrivée au réservoir, un dispositif : déversoir, pipes d'arrivée, dont la cote d'arase impose, vers l'amont, un niveau de l'eau dans l'aqueduc. Ce niveau se rapprochera asymptotiquement du niveau normal au fur et à mesure que l'on s'éloignera de l'extrémité, de sorte que, pour une distance suffisante, le niveau normal pourra être atteint.

A la tête amont, la hauteur d'eau ne dépendra que des pertes de charge  $J$  dans le siphon, auxquelles s'ajouteront les pertes singulières, et le niveau  $N$  s'obtiendra en ajoutant à  $N'$  la valeur de toutes ces pertes; la hauteur de la tranche d'eau sera égale à  $(N - R)$ .

Il est dit alors que l'aval commande l'amont. Il en est ainsi pour l'écoulement en régime fluvial (voir page 421).

En conséquence, à la tête amont, le niveau de l'eau pourra être plus bas que le niveau normal : l'eau s'écoulera à une vitesse plus grande et, selon l'axe longitudinal du plan d'eau, se dessinera une courbe de remous qui tendra vers l'asymptote représentée par la ligne du plan d'eau normal, laquelle est parallèle au radier. On dit que le siphon « tire »; cela peut se produire quand la conduite est surabondante pour le débit à transporter, ou lorsque l'aqueduc a été implanté trop haut à l'amont. C'est un remous d'abaissement.

Si, au contraire, le niveau du plan d'eau est supérieur au niveau normal, la courbe de remous est au-dessus de la droite asymptote du niveau normal. On dit que le siphon « bourre ». Cela peut se produire quand la conduite est ou devient insuffisante ou lorsque l'aqueduc a été implanté à une altitude trop basse à l'amont. C'est un remous d'exhaussement.

Le dernier cas envisagé ci-dessus peut créer des difficultés d'exploitation, car il peut arriver que l'aqueduc se mette en charge ou que l'eau passe au-dessus des déversoirs de décharge qui se trouvent près des têtes de siphon, ainsi que nous l'avons vu.

C'est en prévision de ces difficultés que l'on s'est déjà assigné de prendre pour hauteur de la section d'écoulement les  $3/4$  du diamètre de l'aqueduc.

En conséquence, pour calculer un siphon devant relier deux tronçons d'aqueduc, il y a lieu de prendre, comme perte de charge totale, la dif-



férence d'altitude des radiers que l'on majorera des pertes de charge singulières aux têtes de siphon et de calculer le diamètre de la conduite avec un coefficient de rugosité tenant compte de l'évolution dans le temps de l'état de surface intérieure du tuyau (voir annexe 1, nota). De cette manière, en début d'exploitation, le siphon tirera et aura tendance, par la suite, à rapprocher le plan d'eau d'amont du plan d'eau normal, au fur et à mesure de la progression de la rugosité des tuyaux, si, toutefois il y a lieu de craindre une modification importante de l'état de surface du tuyau.

Supposons, maintenant, que l'on veuille renforcer le débit d'une adduction gravitaire comportant un aqueduc et un siphon, que l'aqueduc soit capable d'absorber ce débit  $Q' > Q$  mais que le siphon ne soit pas assez largement conçu. On demande d'examiner ce qui va se passer dans le tronçon amont de l'aqueduc qui précède le siphon.

La hauteur du plan d'eau à la tête aval est calculée en fonction du nouveau débit  $Q'$  et de la pente  $I$  du radier de l'aqueduc; soit  $N''$  l'altitude du plan d'eau. Si la perte de charge nouvelle dans le siphon due au passage du débit  $Q'$  est  $J'$ , on a :

$$J' = J \times \frac{Q'^2}{Q^2}$$

si  $J$  est la perte de charge mesurée pour le passage du débit  $Q$ . En faisant  $N'' + J'$ , la nouvelle altitude du plan d'eau à la tête amont peut être déterminée. Il faut donc que  $N'' + J'$  ne soit pas tel que l'aqueduc se mette en charge. Si cette condition est réalisée, la courbe de remous est tracée dans ce tronçon d'aqueduc afin d'examiner si elle n'est pas de nature à créer des ennuis d'exploitation. Le tracé de la ligne de plan d'eau en mouvement graduellement varié s'effectue par tranches successives en supposant qu'à l'intérieur de ces tranches, le régime est sensiblement uniforme et que, par conséquent, la formule (19) est applicable.

La courbe de remous se tracera à partir des tableaux de la planche XIV en considérant que la valeur de la pente  $I$  donnée par la formule ci-dessus correspond à celle du filet d'eau supérieur et qu'elle conserve la même valeur à l'intérieur de la tranche considérée. Ces tranches peuvent représenter des distances de l'ordre de 50 à 100 m, selon la précision recherchée.

La courbe sera déterminée en prenant comme point de départ la section aval (c'est-à-dire celle correspondant à la tête amont du siphon), où la hauteur  $h$  du plan d'eau est connue. Il en résulte une valeur  $h/D$  à laquelle est liée une valeur  $\frac{Q}{\sqrt{I}}$  lue sur les tableaux ou trouvée par extrapolation. La pente du filet supérieur s'en déduit immédiatement.

La pente  $I$ , dans la tranche considérée, donne, à l'extrémité de celle-ci, et en remontant vers l'amont une nouvelle altitude du plan d'eau. Par ailleurs, en ce même point, l'altitude du radier est connue. La différence de ces deux altitudes donne une nouvelle valeur pour  $h$ , d'où une nouvelle valeur de  $\frac{h}{D}$  et une nouvelle pente  $I$ , etc...

Ainsi, la courbe de remous, soit d'abaissement, soit d'exhaussement, peut être construite et on en déduit toutes les conséquences désirables.

## XI. — Avantages et inconvénients des deux modes d'adduction gravitaire étudiés

En conclusion de cette étude sur le mode d'adduction par conduite forcée, nous établirons un parallèle avec le mode d'adduction par aqueduc en faisant ressortir, tout d'abord, les avantages que présente la conduite sur l'aqueduc à plan d'eau libre. Il s'agit, bien entendu, d'une conduite de diamètre relativement important.

1° La conduite forcée s'accommodera, sous certaines réserves, d'un profil de terrain quelconque et pourra donc emprunter, par exemple, les accotements des routes, alors que l'aqueduc, avec sa faible pente constante, posera des sujétions d'installation, nécessitera, notamment, des acquisitions de terrains <sup>(1)</sup> et entraînera un allongement du tracé, tout en exigeant, parfois, la construction d'ouvrages d'art importants.

2° L'étanchéité de la conduite, produit fabriqué en usine, sera très satisfaisante alors que l'aqueduc, de par sa construction, sera d'une étanchéité toute relative et posera des problèmes de protection des eaux afin d'éviter la pollution en cours de route. Cependant, il peut être remédié à cet inconvénient, en effectuant une stérilisation préventive au départ de l'adduction.

3° Une variation de débit dans une conduite forcée se transmettra avec une vitesse très grande, voisine de la vitesse du son dans l'eau (de l'ordre de 1 000 à 1 200 m/s). Pratiquement, cette variation se fera sentir presque instantanément à l'extrémité de la conduite. Il n'en sera pas de même pour un aqueduc, dans lequel une variation de débit se répercutera à la vitesse de l'écoulement de l'eau, c'est-à-dire de l'ordre de 3 à 4 km à l'heure au maximum. Il en résulte donc un net avantage en exploitation pour la conduite forcée.

<sup>(1)</sup> Acquisitions rendues nécessaires pour la construction et la réparation éventuelle de l'ouvrage, d'une part, et pour la protection sanitaire de l'ouvrage de transport, d'autre part.



Les inconvénients d'une longue conduite forcée peuvent se résumer comme suit :

La présence inévitable de points haut et bas nécessitera d'effectuer des tournées régulières pour examiner, notamment, le bon fonctionnement des ventouses. Les remises en service après un arrêt d'exploitation devront être effectuées avec précaution car des tronçons auront pu se vider partiellement à l'arrêt (robinets de décharge qui fuient, par exemple). Par ailleurs, les manœuvres de réglage de débit par robinets placés en extrémité de conduite poseront des problèmes de surpression et de dépression admissibles pour éviter d'entraîner des ruptures de tuyaux. C'est le phénomène du coup de bélier qui sera étudié dans un chapitre ultérieur.

Toutefois, on peut considérer ces inconvénients comme mineurs, et tout à fait acceptables en exploitation, devant la souplesse de fonctionnement et la sécurité quant à la constance de la potabilité de l'eau transportée, apportées par ce mode d'adduction.

Aussi, dans l'hypothèse où une importante adduction pourrait être réalisée au moyen d'un aqueduc à plan d'eau libre, elle devrait être mise en parallèle avec une solution mixte refoulement-gravitaire, empruntant un tracé en plan différent et faisant intervenir l'utilisation d'une énergie pour le refoulement de l'eau jusqu'à une cote suffisante afin que la dénivellation disponible, ainsi accrue, puisse permettre l'écoulement gravitaire par une conduite forcée de diamètre relativement plus faible.

Les dépenses d'investissement risquent d'être bien moindres qu'en ayant recours à la solution aqueduc. Il faudra tabler, évidemment, sur les frais nécessaires au relèvement de l'eau mais il faut se pénétrer de l'idée qu'à l'heure actuelle, l'énergie électrique, notamment, est relativement bon marché et, compte tenu de l'excellent rendement des groupes, la part énergie qui intervient dans le prix de revient du mètre cube d'eau est assez peu importante.

Ces considérations ressortiront des chapitres suivants traitant du relèvement de l'eau.

#### Remarque sur le calcul des pertes de charge singulières.

A l'occasion du calcul des pertes de charge dans les tuyaux, il n'a pas été question de la prise en compte des pertes de charge singulières dues au passage de l'eau dans les pièces telles que sorties de réservoir, coudes, tés, robinets, etc... Ces pertes, fonction de  $\frac{V^2}{2g}$ , sont, en réalité, assez faibles, de sorte qu'elles sont ordinairement négligées, à moins, bien entendu, de cas exceptionnels <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Voir tableaux dans le *Manuel d'Hydraulique générale* de LENCASTRE.

A cet effet, signalons qu'un robinet-vanne donnera lieu à des pertes de charge différentes selon son degré d'ouverture. Si  $x$  désigne l'abaissement de l'opercule et  $D$  le diamètre maximal de passage à travers l'appareil, les pertes de charge  $J$  seront de la forme :

$$J = k \frac{V^2}{2g}$$

où  $V$  est la vitesse de l'eau dans la conduite libre.

$k$  aura approximativement les valeurs suivantes, pour les valeurs  $\frac{x}{D}$  données ci-après (pour une vanne-papillon, consulter le fabricant) :

$\frac{x}{D}$	0 R. V. ouvert	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1 R. V. fermé
$k$	0,2	0,2	0,21	0,28	0,61	1,68	4,8	13,5	39,2	142	—

Pour des valeurs intermédiaires, on peut appliquer la formule approchée ci-après avec laquelle  $k$  a été calculé :

$$k = 0,2 + \frac{23,8 \left( \frac{x}{D} \right)^5}{1 - \frac{x}{D}}$$

RATEAU donne des valeurs légèrement différentes et un peu plus faibles que celles indiquées par la formule, principalement au-delà de  $\frac{x}{D} = 0,6$  (voir également LENCASTRE, *Hydraulique Générale*).

De toute manière, on constate qu'un robinet-vanne n'est efficace que vers la fin de sa course de fermeture.

Comme  $Q = \Omega V$ , où  $\Omega$  est la section de la conduite libre, la formule ci-dessus peut s'écrire :

$$J = \frac{kQ^2}{2g\Omega^2}$$

et l'on peut ainsi tracer, pour une ouverture donnée du robinet, la caractéristique  $QJ$  de l'appareil, qui s'ajoutera à celle de la conduite par addition des ordonnées ou des abscisses, selon que le robinet sera disposé sur la conduite même ou sur un branchement venant se raccorder sur elle.

Enfin, nous donnons, en annexe, un abaque permettant d'évaluer les pertes de charge singulières des accessoires courants de fontainerie par équivalence avec des longueurs droites de canalisations de même diamètre. (Voir annexe II).



Dans une adduction par refoulement, le captage se situe à un niveau inférieur à celui du réservoir d'accumulation.

Les eaux du captage sont relevées par une station de pompage dans cette conduite de refoulement.

Nous examinerons les conditions dans lesquelles devra être établie cette canalisation, tout d'abord du point de vue technique, puis du point de vue économique, ces deux aspects étant, en fait, liés entre eux.

Nous verrons, par la suite, les conditions d'établissement de la station de pompage.

## CHAPITRE UNIQUE

CONDITIONS D'ÉTABLISSEMENT  
DE LA CONDUITE DE REFOULEMENT

## I. — Conditions techniques

## a) Tracé.

En vue de l'établissement de la conduite de refoulement, il y aura lieu de tenir compte de certains impératifs que l'on s'efforcera, dans la mesure du possible, de respecter.

Tout d'abord, il importe de rechercher un profil en long aussi régulier que possible, établi, de préférence, avec une rampe toujours dans le même sens vers le réservoir d'accumulation.

Il y a lieu d'éviter, en effet, les contre-pentes qui, au droit du point haut ainsi formé, peuvent donner lieu, en exploitation, à des cantonnements d'air plus ou moins difficiles à évacuer.

De plus, en cas d'arrêt inopiné, et si les dispositions prises pour s'opposer aux effets du coup de bélier n'ont pas été suffisantes, il peut apparaître en ces points hauts, en régime transitoire, par suite de la dépression régnant dans la conduite (on le verra à propos de l'étude du coup de bélier.

section E, chapitre I), une cavitation entraînant une rupture de la veine liquide pouvant occasionner des éclatements de canalisation au cours de la phase de surpression qui succède.

En conséquence, la présence de points hauts sur un refoulement peut faire craindre de graves incidents d'exploitation ou peut entraîner des frais supplémentaires (construction de cheminées d'équilibre) pour y pallier. Il y a donc tout intérêt de les éviter.

Le tracé en plan sera conçu compte tenu de la possibilité de réaliser le profil en long idéal, avec des coudes largement ouverts afin d'éviter les butées importantes. A cet effet, on sera peut-être amené à emprunter un parcours qui ne suivra pas forcément les accotements de routes et il sera parfois nécessaire d'acquérir des terrains particuliers.

Par ailleurs, dans un but d'économie du projet, il sera tenté d'allier au meilleur profil en long le tracé en plan le plus court. On y gagnera en frais de premier établissement mais, aussi, en exploitation de la station, car les pertes de charge, donc, nous le verrons, la hauteur d'élévation et, partant, l'énergie consommée, croissent avec la longueur.

Il est bien certain que les impératifs ci-dessus ne pourront pas toujours être observés en raison de la topographie des lieux.

Le tracé idéal est celui qui correspond à une rampe régulière de la station de pompage vers le réservoir (fig. 156).

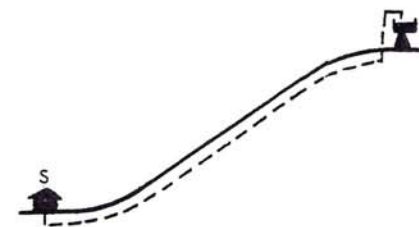


FIG. 156. — Profil de conduite régulièrement ascendant.

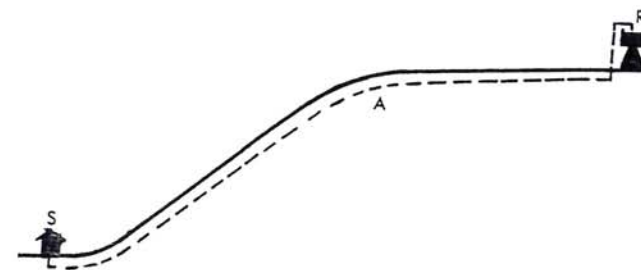


FIG. 157. — Profil avec partie subhorizontale.

Quand, à un tracé comme le précédent, succède une partie subhorizontale (fig. 157), c'est-à-dire à pente très faible ou légèrement descendante, des cantonnements d'air seront à craindre en A. Un dispositif anti-bélier



pourra être éventuellement disposé pour lutter contre les effets de la cavitation possible en ce point. La nécessité de cet appareil découlera de l'étude du coup de bélier.

Enfin, si le tracé ne peut être accepté que moyennant une succession de points hauts, des cantonnements d'air seront à craindre en A et B (fig. 158) et un ou plusieurs dispositifs anti-bélier pourront être éventuel-

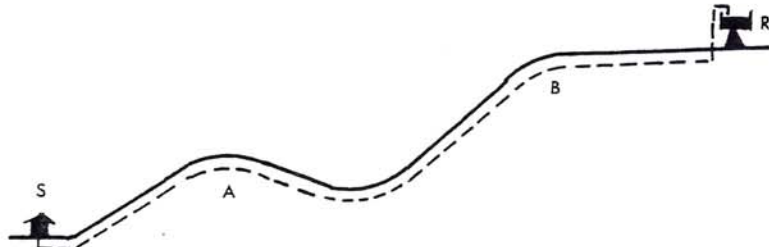


FIG. 158. — Profil quelconque.

lement installés comme dans le cas précédent, si l'étude montre la possibilité d'une cavitation en ces points.

Dans certains cas, la topographie des lieux imposera une adduction mixte refoulement-gravitaire. Ce pourra être le cas lorsque la distance entre le point de puisage et le réservoir est importante, ce qui suppose un profil accidenté.

Nous aurons, par exemple, les cas suivants :

1° Le puisage est situé au pied d'un coteau plus élevé que le réservoir (fig. 159). Un réservoir intermédiaire  $R_1$  recevra l'eau provenant de la

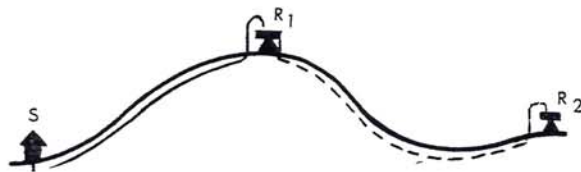


FIG. 159. — Adduction mixte refoulement-gravitaire.

conduite de refoulement  $SR_1$ . L'eau s'écoulera ensuite par gravité jusqu'en  $R_2$ .

2° Le puisage est à flanc de coteau (fig. 160). Le tronçon PS sera gravitaire et SR constituera la conduite de refoulement.

Bien entendu, dans ces deux cas, l'étude comportera des tâtonnements pour trouver la solution économique et l'on s'efforcera toujours de réduire le plus possible la longueur de la conduite de refoulement.

En conclusion, comparé à l'étude du tracé d'une conduite gravitaire, où le profil est établi selon le plan de l'adduction, le tracé en plan d'une conduite de refoulement résultera du meilleur profil qui pourra être réalisé pour cette canalisation.

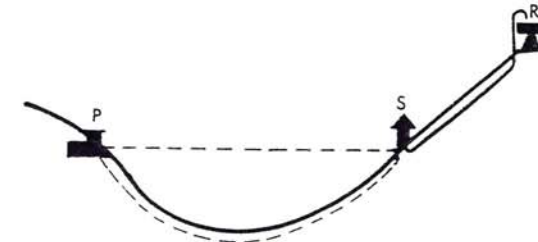


FIG. 160. — Adduction mixte gravitaire-refoulement.

#### b) Profil piézométrique du refoulement.

Valeur de l'énergie  $H$  à communiquer à l'eau. Soit une pompe  $P$  qui élève l'eau entre deux plans situés aux altitudes  $z_0$  et  $z_3$ . Cherchons la

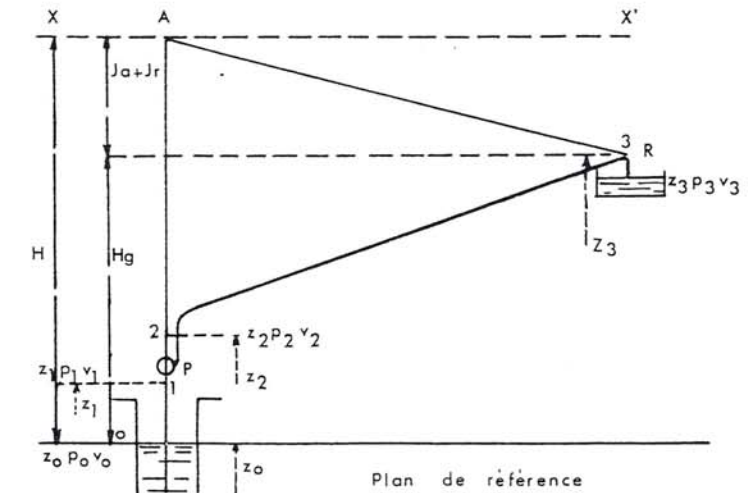


FIG. 161. — Profil piézométrique d'une conduite de refoulement.

valeur de l'énergie  $H$  qu'il y a lieu de communiquer à l'eau en vue d'accomplir ce travail. Appliquons à cet effet le théorème de BERNOULLI (fig. 161) :

- entre le plan 0 et le plan 1 situé à l'entrée de la pompe;
- entre le plan 1 et le plan 2 situé à la sortie de la pompe;
- entre le plan 2 et le plan 3 d'arrivée au réservoir.



On a :

$$z_0 + \frac{p_0}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} + \varepsilon_a \quad (23)$$

si  $\varepsilon_a$  représente les pertes de charge entre les plans 0 et 1.

$$z_1 + \frac{p_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} + \varepsilon_r \quad (24)$$

si  $\varepsilon_r$  représente les pertes de charge entre les plans 1 et 2.

On en déduit, par addition de (23) et (24) :

$$H = (z_2 - z_0) + \left( \frac{p_2 - p_0}{\varpi} \right) + \left( \frac{V_2^2 - V_0^2}{2g} \right) + \varepsilon_a + \varepsilon_r$$

Au niveau d'aspiration, l'eau est immobile, donc  $V_0 = 0$ .

$$H = (z_2 - z_0) + \frac{p_2 - p_0}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} + \varepsilon_a + \varepsilon_r \quad (25)$$

Cette relation sera utilisée à l'occasion de l'essai d'une pompe en usine (page 174).

Appliquons enfin BERNOULLI entre les plans 2 et 3 :

$$z_2 + \frac{p_2}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\varpi} + \frac{V_3^2}{2g} + \varepsilon_R \quad (26)$$

si  $\varepsilon_R$  représente les pertes de charge entre les plans 2 et 3.

En définitive, l'addition de (23), (24) et (26) donne :

$$H = (z_3 - z_0) + \frac{p_3 - p_0}{\varpi} + \frac{V_3^2 - V_0^2}{2g} + \varepsilon_a + \varepsilon_r + \varepsilon_R$$

Or,  $p_3 = p_0 =$  pression atmosphérique, la conduite débouchant à l'air libre et, de plus,  $V_0 = 0$  et  $\frac{V_3^2}{2g}$  est négligeable. Il reste, si l'on appelle :

$z_3 - z_0 = H_g$  ou hauteur géométrique

$\varepsilon_a = J_a$  ou pertes de charge à l'aspiration

$\varepsilon_r + \varepsilon_R = J_r$  ou pertes de charge au refoulement

$$H = H_g + J_a + J_r \quad (27)$$

H s'appelle hauteur manométrique totale d'élévation ou, encore, hauteur nette d'élévation : elle est égale à la somme de la hauteur géométrique et des pertes de charge. Elle s'exprime ordinairement en mètres d'eau.

H représente donc l'énergie globale à mettre en jeu au départ de la pompe pour élever l'eau jusqu'au réservoir. Comme cette énergie se dégrade de la valeur des pertes de charge dans la conduite au fur et à mesure que l'eau chemine vers le réservoir, on en déduit que, pour un débit et un diamètre constants, le profil piézométrique sera la droite joignant A à l'extrémité de la conduite telle que la distance de cette extrémité à l'horizontale  $xx'$  passant par A, soit égale à la perte de charge totale pour le débit considéré.

## II. — Conditions économiques

Du point de vue économique, conduite de refoulement et station de pompage sont liées.

En effet, plus le diamètre de la conduite est petit pour un même débit à relever, plus la perte de charge  $J_r$  sera grande, plus le moteur d'entraînement devra être puissant, donc, plus l'énergie dépensée sera importante.

Il est donc intuitif qu'il existe un diamètre économique pour la conduite de refoulement résultant d'un compromis entre les deux tendances suivantes :

— les frais d'amortissement de la conduite, qui croissent avec le diamètre de la canalisation;

— les frais d'exploitation de la station de pompage, qui décroissent quand le diamètre augmente, par suite de la diminution des pertes de charge.

Une formule très simple permet de dégrossir le problème et est utilisée encore à l'heure actuelle par les techniciens. C'est la formule dite de BRESSE qui donne le diamètre économique D en mètres d'une conduite refoulant un débit Q m<sup>3</sup>/s :

$$D = 1,50 \sqrt{Q}$$

Elle revient à écrire que le diamètre économique est celui qui correspond à une vitesse d'écoulement voisine de 0,60 m/s.

Toutefois, cette formule a été établie en tenant compte de conditions économiques n'ayant plus cours aujourd'hui, de sorte qu'il était indispensable de la rajeunir et d'introduire, de plus, certains paramètres, tels que



le facteur d'utilisation  $n$  de la station de pompage, susceptibles de jouer un rôle dans le prix de revient de l'exploitation.

Une nouvelle formule, établie par M. VIBERT, plus complète que la formule de BRESSE, donne le diamètre économique en tenant compte du prix  $e$  de l'énergie électrique, d'une part, représentant le facteur important des frais d'exploitation et, d'autre part, du prix  $f$  de la fonte qui reflète la part frais d'établissement de la conduite <sup>(1)</sup>.

Pour  $n = 1$ , c'est-à-dire dans le cas d'une marche de la station de pompage 24 h/24, le diamètre économique est donné par la formule <sup>(2)</sup> :

$$D = 1,456 \left( \frac{e}{f} \right)^{0,154} Q^{0,46}$$

Pour  $n = 0,416$ , qui correspond à une marche de 10 h/24 où l'on peut utiliser le courant de nuit, la formule devient :

$$D = 1,27 \left( \frac{e}{f} \right)^{0,154} Q^{0,46}$$

$Q$  est exprimé en  $m^3/s$  et  $D$  en m.

On peut dresser le tableau ci-dessous, donnant le coefficient de  $Q^{0,46}$  pour diverses valeurs de  $\frac{e}{f}$ , dans le cas d'une adduction continue et dans celui d'une adduction sur 10 heures :

$\frac{e}{f}$	$n = 1$	$n = 0,416$	$\frac{e}{f}$	$n = 1$	$n = 0,416$
1/7	$D = 1,08 Q^{0,46}$	$D = 0,94 Q^{0,46}$	1/16	0,95	0,83
1/8	1,06	0,92	1/18	0,93	0,81
1/10	1,02	0,89	1/20	0,92	0,80
1/12	0,99	0,87	1/22	0,90	0,79
1/14	0,97	0,85	1/24	0,89	0,78

Le prix  $e$  du kWh est variable selon que l'on utilise le courant d'heures pleines (6 h — 22 h), d'heures creuses (22 h — 6 h) ou d'heures de pointe <sup>(3)</sup>

<sup>(1)</sup> Le diamètre optimum des conduites de refoulement (Génie Civil du 1er mars 1948) par M. Vibert.

<sup>(2)</sup> Les formules de M. VIBERT comportent les coefficients 1,547 et 1,35 pour  $n = 1$  et  $n = 0,416$ . Elles tiennent compte d'un taux d'amortissement de 5 % pendant 50 ans. Les coefficients que nous indiquons se rapportent à un taux de 8 % pendant le même temps, ce qui paraît mieux adapté dans la conjoncture actuelle.

<sup>(3)</sup> Le tarif d'heures pleines et d'heures creuses d'été est différent du tarif correspondant d'hiver. Les heures pleines d'hiver sont tarifées le double environ des heures pleines d'été

(de 7 h à 9 h et de 17 h à 19 h pendant quatre mois d'hiver). Ces prix varient selon les régions, l'importance des installations, et selon que le comptage s'effectue en H.T. ou B.T. Nous tablerons, dans ce qui suit, sur les prix moyens suivants (comptage H.T.) pratiqués en 1973 :

Service d'heures de jour (moyenne pour l'année)	0,10 F
Service d'heures creuses (moyenne pour l'année)	0,045 F
Heures de pointe	environ 5 fois le prix d'heures creuses

A ces prix de l'énergie consommée, il y a lieu d'ajouter une prime fixe qui est fonction de la puissance souscrite.

Le prix  $f$  du kg de fonte est d'environ 1,30 F.

Nous ferons remarquer qu'étant donné le prix élevé du courant électrique pendant les heures de pointe, le pompage est ordinairement arrêté durant cette période <sup>(1)</sup>.

Comme les heures de pointe ne se présentent que pendant les quatre mois d'hiver, novembre, décembre, janvier et février et pendant 4 h par jour (2 fois 2 h), une installation de pompage continue pourra fonctionner comme telle huit mois de l'année et seulement 20 h/24 pendant l'hiver. L'appoint résultant d'un arrêt de l'adduction pendant 4 heures, sera fourni à la reprise du pompage, soit par une pompe supplémentaire, soit en prévoyant des groupes capables de refouler un débit variable avec des rendements acceptables.

Nous allons maintenant traiter un exemple qui montrera qu'effectivement l'application de la formule de M. VIBERT conduit bien à la solution économique.

Supposons qu'il s'agisse de refouler un débit de 3 450  $m^3/j$  dans un réservoir situé à 1 500 m de la station de pompage à une hauteur géométrique de 50 m.

Examinons successivement un refoulement de 24 h/24 et un refoulement de 10 h/24 :

#### 1° Refoulement 24 h/24.

$$3\,450 \text{ m}^3/j = \frac{3\,450}{86\,400} = 0,040 \text{ m}^3/s$$

$$\text{Heures pleines : } 16 \text{ h à } 0,10 = 1,60 \text{ F} / \frac{1,96 \text{ F}}{24} = 0,082 \text{ F}$$

$$\text{Heures creuses : } 8 \text{ h à } 0,045 = 0,36 \text{ F}$$

avec  $f = 1,30$  :

$$\frac{e}{f} = \frac{8,2}{130} = \frac{1}{16}$$

Donc :

$$D = 0,95 (0,04)^{0,46} = 0,206 \text{ m}$$

<sup>(1)</sup> L'exploitation peut être, aussi, ajustée, c'est-à-dire réduite pendant les heures de pointe, maximale en heures creuses et intermédiaire en heures pleines.



Par la formule de BRESSE on aurait trouvé :

$$D = 1,50 \sqrt{Q} = 1,50 \sqrt{0,04} = 0,300 \text{ m}$$

Comme 0,206 m n'est pas un diamètre normalisé, examinons si l'on doit adopter 0,200 ou 0,250 m.

Pour cela, considérons plusieurs diamètres et calculons, d'une part, les dépenses d'amortissement de la conduite et, d'autre part, les frais d'exploitation. Ce sont, effectivement, les deux chefs de dépenses les plus importants susceptibles de variations dans la comparaison entre les différents diamètres. (On pourra s'inspirer des calculs ci-après pour la recherche de la solution économique dans le cas d'une conduite constituée par un matériau autre que la fonte, le diamètre approximatif étant choisi par considération d'une vitesse voisine de 1 m/s).

**Frais d'amortissement.** — Le prix de la conduite sera amorti sur 50 ans au taux de 8 %, ce qui correspond, pour une somme de 1 F, à une annuité de 0,08174 F.

Ø	Prix au m.l. F	L m	Prix de la conduite F	Annuité F
0,200	105	1 500	158 000	$158\,000 \times 0,08174 = 12\,900$
0,250	135	»	202 000	$202\,000 \times 0,08174 = 16\,500$
0,300	165	»	248 000	$248\,000 \times 0,08174 = 20\,200$
0,350	205	»	308 000	$308\,000 \times 0,08174 = 25\,600$

**Frais d'exploitation.** — Pour trouver les frais d'exploitation, il faut d'abord rechercher les pertes de charge dans les différents diamètres pour  $Q = 0,040 \text{ m}^3/\text{s}$  afin de les ajouter à la hauteur géométrique  $H_g$  égale à 50,00 m. Pour cette comparaison, les pertes de charge sur l'aspiration, très faibles en général, seront négligées.

Ø	j	L m	$J = j l$ m	$H = 50 + J$ m
0,200	0,016	1 500	24	74
0,250	0,0046	»	6,90	56,90
0,300	0,0018	»	2,70	52,70
0,350	0,0008	»	1,20	51,20

Consommation en kWh du moteur et prix de l'exploitation

Ø	Puissance en kW <sup>(1)</sup> $P = \frac{9,81 \times 0,040 H}{0,6}$	kWh annuels $P \times 24 \times 365$	Prix de l'énergie à 0,082 F le kWh
0,200	H = 74; P = 48,5	425 000	34 800
0,250	H = 56,9; P = 37,2	327 000	26 800
0,300	H = 52,7; P = 34,5	300 000	24 600
0,350	H = 51,2; P = 33,5	295 000	24 200

Bilan

	0,200	0,250	0,300	0,350
Amortissement .....	12 900	16 500	20 200	25 600
Exploitation .....	34 800	26 800	24 600	24 200
TOTAUX	47 700	43 300	44 800	49 800

Le bénéfice va donc au diamètre de 0,250 m donné par la formule de M. VIBERT.

2° Refoulement 10 h/24 (de 20 h à 6 h).

$$3\,450 \text{ m}^3/\text{j} = 345 \text{ m}^3/\text{h} \text{ pendant } 10 \text{ h ou } 0,095 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$\begin{aligned} \text{Heures pleines : } 2 \text{ h à } 0,10 &= 0,20 \text{ F} \\ \text{Heures creuses : } 8 \text{ h à } 0,045 &= 0,36 \text{ F} \end{aligned} \left\{ \frac{0,56 \text{ F}}{10} = 0,056 \text{ F} \right.$$

$$\frac{e}{-} = \frac{5,6}{130} = \frac{1}{23}$$

Donc :

$$D = 0,785 (0,095)^{0,46} = 0,268 \text{ m}$$

BRESSE donnerait :

$$D = 1,50 \sqrt{0,095} = 0,465 \text{ m}$$

Par un calcul analogue au précédent, recherchons le diamètre normalisé économique par considération des dépenses d'amortissement, d'une part, et des dépenses d'exploitation, d'autre part.

<sup>(1)</sup> Voir Section C; Chap. I § VII. Le rendement pompe et moteur a été pris égal à 60 %.



## Frais d'amortissement

Ø	Prix au m. l. F	L m	Prix de la conduite F	Annuité Prix × 0,08174 F
0,250	135	1 500	202 000	16 500
0,300	165	»	248 000	20 200
0,350	205	»	308 000	25 600
0,400	255	»	383 000	31 300

## Pertes de charge et hauteur totale d'élévation

Ø	j	L m	J = j L m	50 + J m
0,250	0,027	1 500	40	90
0,300	0,010	»	15	65
0,350	0,0045	»	6,7	56,70
0,400	0,0022	»	3,3	53,30

## Consommation en kWh et prix de l'exploitation

Ø	Puissance en kW $P = \frac{9,81 \times 0,095 H}{0,6}$	kWh annuels P × 10 × 365	Prix à 0,056 F
0,250	140	510 000	28 600
0,300	100	365 000	20 400
0,350	88	320 000	17 900
0,400	82	300 000	16 800

## Bilan

	0,250	0,300	0,350	0,400
Amortissement .....	16 500	20 200	25 600	31 300
Exploitation .....	28 600	20 400	17 900	16 800
TOTAUX	45 100	40 600	43 500	48 100

Donc, le Ø de 0,300 m convient parfaitement. La formule de BRESSE aurait conduit à un prix de revient trop élevé.

## III. — Conclusions

En définitive, le calcul d'une conduite de refoulement ne sera pas mené comme celui d'une conduite forcée gravitaire.

En principe, pour relever l'eau à une hauteur géométrique  $H_g$ , le diamètre de la conduite sera déterminé par des considérations d'ordre économique et l'on appliquera, à cet effet, l'une ou l'autre des formules indiquées plus haut.

Les tables donneront alors, pour ce diamètre et le débit à relever, la valeur de la perte de charge unitaire  $j$  et l'on en déduira, pour une conduite de longueur donnée  $L$ , la hauteur d'élévation totale :

$$H = H_g + jL$$

qui sera utilisée plus loin pour le calcul de la pompe.

Quant au choix des formules, l'exemple traité montre que la nouvelle formule de M. VIBERT conduit à la solution la plus économique et qu'il y a intérêt à l'utiliser. Elle présente l'avantage de s'appliquer à tout moment, selon l'évolution des conditions économiques.

On prendra, en principe, le diamètre commercial immédiatement supérieur à celui donné par la formule. Toutefois, pour une grande longueur de conduite, il y aura parfois intérêt à examiner, par le jeu des tableaux précédemment établis, si l'un des diamètres commerciaux qui encadrent celui trouvé n'est pas plus économique. Dans le cas de conduites de faible longueur, 200 à 300 m par exemple, le diamètre pourra être déterminé simplement par considération d'une vitesse raisonnable, de l'ordre de 1,25 m/s.

La formule VIBERT demande à être appliquée avec discernement.

En effet, elle conduit à un diamètre, certes, économique, pour une situation à un moment donné. Mais, si la consommation s'accroît, et si le problème n'a pas été étudié en fonction de cette évolution, la conduite, de par son diamètre relativement faible, risque de devenir insuffisante. En effet, les pertes de charge, croissant avec le carré du débit, il est à craindre, ainsi que nous le verrons à propos du couplage des pompes, des difficultés d'exploitation à l'occasion de la mise en parallèle des groupes.

C'est alors qu'en prévision de cette éventualité, on peut s'imposer, comme condition supplémentaire, que la perte de charge totale dans la conduite, pour la situation actuelle envisagée, soit de l'ordre de 10 % de la hauteur géométrique d'élévation, ce qui permet de déterminer la longueur approximative maximale souhaitable de la canalisation dont on aura calculé le diamètre économique. Le tableau ci-dessous donne ces longueurs pour des hauteurs géométriques moyennes, comprises entre 50 et 100 m.

Pour des hauteurs d'élévation plus faibles, de 20 à 50 m, par exemple, le pourcentage de 10 % pourrait être porté à 20 % à condition que l'augmen-



$\varnothing$	Avec $e/f = 1/16$ ; $n = 1$ Débit en l/s correspondant au diamètre économique de la colonne 1	Vitesse approximative en m/s	Longueur de la conduite 1° pour Hg = 50 m et $k = 10^{-4}$ 2° pour Hg = 100 m et $k = 4.10^{-4}$
1	2	3	4
0,200	34	1,10	900 à 1 500 m
0,300	80	1,15	1 400 à 2 400 m
0,400	150	1,20	1 800 à 3 100 m
0,500	250	1,30	2 000 à 3 500 m
0,600	370	1,30	2 400 à 4 200 m
0,800	690	1,40	3 200 à 5 500 m
1,000	1 120	1,40	4 000 à 7 000 m
1,250	1 815	1,45	4 700 à 8 000 m

tation prévisible du débit transporté, donc de la perte de charge, ne soit pas trop importante. Des cas exceptionnels de très fortes pertes de charge devant la hauteur géométrique dues à une grande longueur de canalisation peuvent poser des problèmes délicats. Cette question sera examinée dans la note complémentaire de la page 430.

Compte tenu de ce qui vient d'être dit, une rectification s'imposerait dans l'exemple donné précédemment pour un refoulement de 10 heures sur 24. Pour réserver l'avenir, et moyennant un léger supplément de dépenses, il faudrait choisir, de préférence, le diamètre de 0,350 m au lieu de 0,300 m, qui ne donne lieu qu'à une perte de charge totale de 6,70 m contre 15 m pour le diamètre de 0,300 m.

Remarquons, pour terminer, que l'exemple que nous avons traité avec les prix unitaires indiqués, a montré l'intérêt d'assurer l'exploitation d'une manière discontinue, puisqu'il conduit, d'après le bilan, à des dépenses annuelles moins élevées. Toutefois, si l'eau relevée est issue de puits de captage, une sollicitation continue et modérée ne pourra qu'être favorable à leur bonne tenue dans le temps.

*Remarque sur le calcul des pertes de charges sur le refoulement.*

Les sorties de pompes étant équipées de pièces spéciales (divergents, clapets, robinets, coudes à angle droit, venturis, etc.), entraînant parfois des pertes de charge appréciables vis-à-vis de la seule perte de charge due au frottement dans les tuyaux, surtout quand il s'agit d'un refoulement très court, il en est tenu compte :

— soit en majorant forfaitairement de 1 % environ la hauteur totale de refoulement, y compris les pertes de charge calculées d'après les tableaux,

— soit, dans le cas de refoulement court, en appliquant aux pièces qui le composent les pertes de charge singulières données par les formules (voir aussi Annexe II).

## CHAPITRE PREMIER

## LES POMPES

Nous n'aurons en vue, sous cette dénomination, que les pompes centrifuges, les plus universellement utilisées, laissant volontairement de côté les pompes volumétriques ou pompes à piston.

Le développement des pompes centrifuges a été très rapide grâce aux progrès réalisés dans l'emploi de la force motrice électrique. Accouplées aux moteurs électriques, elles constituent des groupes légers, peu encombrants, peu coûteux et d'un très bon rendement.

Toutefois, ces pompes demandent à être établies rationnellement et il importe d'examiner tout d'abord comment elles sont constituées.

## I. — Constitution d'une pompe centrifuge et principe de fonctionnement

Une pompe centrifuge est construite pour répondre à des conditions précises de fonctionnement : débit  $Q$  à élever à une hauteur  $H$ .

D'une façon générale, une pompe comporte :

— *Un organe mobile*, la roue, encore appelée turbine, ou impulseur, ou rotor;

— *Des organes fixes*, savoir :

— un diffuseur encore appelé stator;

— des canaux de retour.

Cette disposition se rencontre dans les pompes dites multicellulaires, où l'ensemble roue-diffuseur-canaux constitue une cellule. Toutes les roues sont alors calées sur le même arbre (planche XX).



## POMPE HORIZONTALE MONOCELLULAIRE

(Doc. BERGERON)

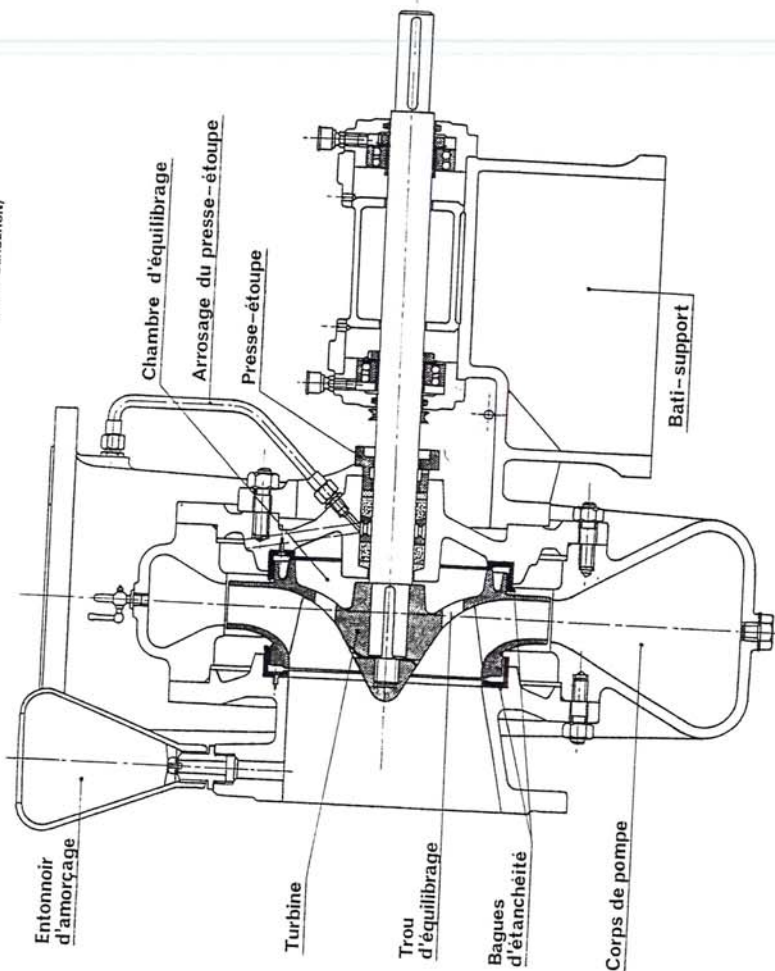
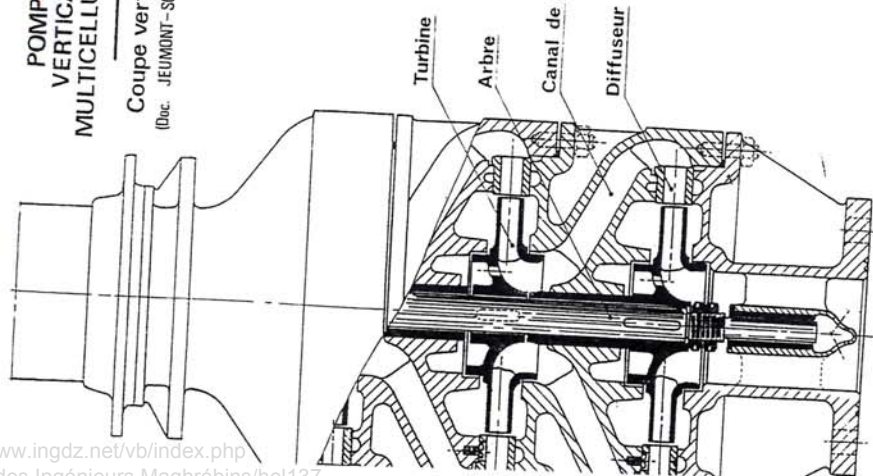


PLANCHE XX

## POMPE VERTICALE MULTICELLULAIRE

Coupe verticale  
(Doc. JEUMONT-SCHNEIDER)



## ADDUCTION DES EAUX

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire et se compose d'une roue et d'une volute, ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe multicellulaire (fig. 162 et planche XX) <sup>(1)</sup>.

La roue est formée d'aubages dont la concavité de la courbure est dirigée à l'opposé du sens de rotation. Une roue est caractérisée par les angles de ses aubages, par ses diamètres, sa largeur et, enfin, la vitesse à laquelle elle doit tourner. Des flasques latéraux enserrant les aubages délimitent ainsi les canaux de la roue.

Le diffuseur est également formé d'aubages offrant à l'eau un passage à section croissante.

Les canaux de retour présentent une section constante, sauf s'ils font de la diffusion.

Toutes ces sections sont rectangulaires ou carrées, sauf la volute dont la section est circulaire ou trapézoïdale.

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le suivant :

Supposons la pompe pleine d'eau. Sous l'effet de la rotation de la turbine entraînée par le moteur, l'eau, qui arrive dans la région axiale, ou œillard, est projetée à la périphérie et, de ce fait, engendre une dépression, ce qui provoque un appel des tranches suivantes et, par suite, un écoulement continu de la veine liquide, laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur, et dirigée dans la conduite de refoulement.

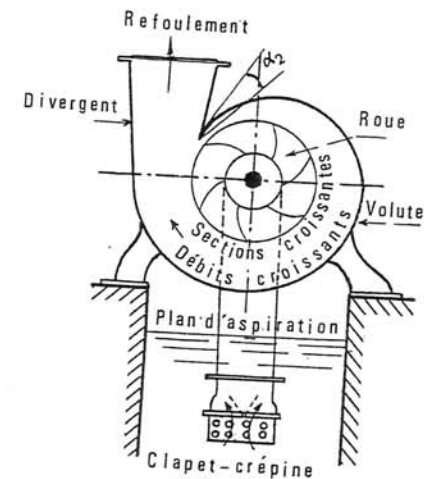


FIG. 162. — Pompe monocellulaire.

## II. — Rôle des différents organes d'une pompe multicellulaire

### a) Considérations sur les vitesses et les angles de la turbine (fig. 163).

La turbine est animée d'une certaine vitesse de rotation  $\omega$  qui lui est communiquée par le moteur qui l'entraîne.

<sup>(1)</sup> Certaines pompes monocellulaires comportent un diffuseur analogue à celui de pompes multicellulaires.



Considérons un aubage de cette turbine; la vitesse tangentielle au droit des points d'entrée (1) et de sortie (2) de l'aubage est proportionnelle aux rayons de la roue relatifs à ces points :

$$U_1 = \omega r_1$$

$$U_2 = \omega r_2.$$

Quant à l'eau, qui remplit l'espace compris entre deux aubages successifs, elle est animée, du fait de la rotation, d'une vitesse relative  $W$  par rapport à ces aubages et qui se compose avec la vitesse tangentielle, ou d'entraînement, précédente pour donner une vitesse absolue  $V$ .

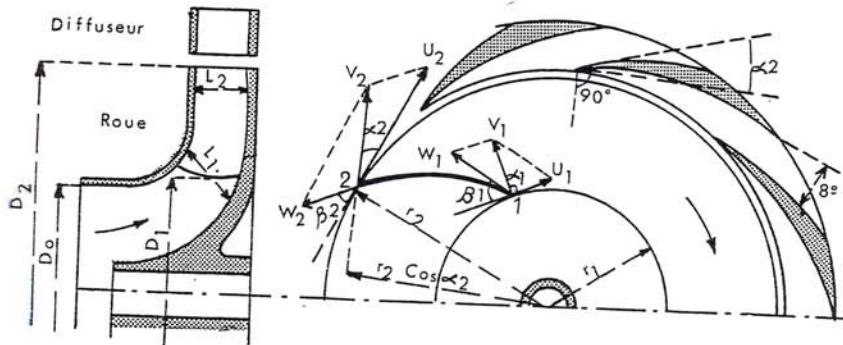


FIG. 163. — Triangles de vitesses et angles caractéristiques.

C'est ainsi qu'aux points (1) et (2) ci-dessus, on aura :

— à l'entrée de l'aubage, en (1), les vitesses  $U_1$ ,  $W_1$  et  $V_1$ ;

— à la sortie de l'aubage, en (2), les vitesses  $U_2$ ,  $W_2$  et  $V_2$ .

Pour que l'écoulement s'effectue sans heurts,  $W_1$  et  $W_2$  devront être tangents à l'aubage, respectivement à l'entrée et à la sortie, ce qui permettra de tracer cet aubage.

À l'entrée de la roue, l'eau pénètre à peu près radialement dans la turbine. En conséquence, sa vitesse absolue  $V_1$  formera, avec  $U_1$ , un angle  $\alpha_1$  très voisin de  $90^\circ$  et  $W_1$  sera déterminé par la règle du parallélogramme.

L'homologue, à la sortie de la roue, de l'angle  $\alpha_1$  est l'angle  $\alpha_2$ . Sa valeur permettra de tracer l'aubage du diffuseur faisant suite à la turbine. En effet, pour que l'écoulement s'effectue sans chocs, il faut que la vitesse absolue  $V_2$  de l'eau à la sortie de la roue soit tangente, à l'entrée dans le diffuseur, à la courbe dessinée par l'aubage du diffuseur. Nous verrons

que, pour une pompe de construction donnée,  $\alpha_2$  n'est constant que pour une valeur donnée de  $Q$  et de  $H$ . Les aubages du diffuseur seront construits avec cet angle  $\alpha_2$ .

Enfin, l'angle  $\beta_2$  est appelé angle de sortie de la roue. Sa valeur est comprise entre  $15$  et  $30^\circ$ . C'est un angle de construction pour les aubages de la roue, de même que son homologue  $\beta_1$  à l'entrée ( $15^\circ < \beta_1 < 50^\circ$ ).

## b) Rôle de la turbine.

Nous allons démontrer que l'énergie transmise à l'eau, grâce à la rotation de la turbine, a pour effet d'augmenter, à la fois, la pression et la vitesse de l'eau.

Nous reprendrons la démonstration donnée par M. MONTEIL dans son Cours d'Hydraulique Générale.

Appliquons au mouvement absolu de l'eau entre les aubages le théorème des moments des quantités de mouvement par rapport à l'axe de la pompe.

À l'instant  $t$ , la masse d'eau contenue entre deux aubages occupe un espace limité par la section  $abcd$  et, à l'instant  $(t + dt)$ , un espace limité par la section  $a'b'c'd'$  (fig. 164).

Exprimons la variation des moments de quantité de mouvement entre ces deux périodes, ce qui revient à considérer la différence des moments des zones hachurées extrêmes de la figure 164, représentant, chacune, une même masse  $dm$  écoulée pendant le temps  $dt$ . Cette différence vaut (fig. 163) :

$$dm(V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

Le moment des forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe n'est autre que le couple moteur  $C$ . On peut alors écrire, selon le théorème ci-dessus, le couple étant exprimé en mN :

$$\frac{dm}{dt} (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1) = C$$

En considérant la totalité des aubages dans lesquels circule un débit  $Q$  m<sup>3</sup>/s, la masse volumique de l'eau étant prise égale à 1 000 kg au m<sup>3</sup> :

$$dm = 1\,000\,Q\,dt$$

En conséquence, la variation des moments de quantité de mouvement peut s'écrire :

$$1\,000\,Q(V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1) = C$$

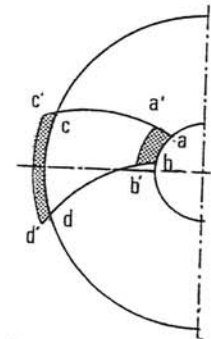


FIG. 164. — Section  $abcd$  = section  $a'b'c'd'$ .



Or, si  $P$  est la puissance, en joules/s, absorbée par une pompe refoulant un débit  $Q \text{ m}^3/\text{s}$  à une hauteur théorique  $H_t$ , c'est-à-dire sans pertes d'aucune sorte, nous avons (page 127) :

d'où :

$$P = C\omega = 1000 QH_t g$$

$$C = \frac{1000 QH_t g}{\omega}$$

et nous pouvons écrire la relation des moments comme suit :

$$1000 Q (V_2 \cos \alpha_2 \omega r_2 - V_1 \cos \alpha_1 \omega r_1) = 1000 QH_t g$$

Mais :

$$\omega r_1 = U_1$$

$$\omega r_2 = U_2$$

Donc, après simplification :

$$H_t = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (28)$$

C'est l'équation d'EULER.

Avec  $\alpha_1 = 90^\circ$ , l'expression se simplifie et devient :

$$H_t = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Or, dans le triangle des vitesses, à la sortie, nous avons :

$$W_2^2 = U_2^2 + V_2^2 - 2 U_2 V_2 \cos \alpha_2$$

Donc

$$H_t = \frac{V_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g}$$

Si nous retranchons et ajoutons  $V_1^2$ , l'expression d'EULER avec  $\alpha_1 = 90^\circ$  devient en définitive :

$$H_t = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (29)$$

Le premier terme de cette somme caractérise une augmentation de l'énergie cinétique par suite d'une augmentation de la vitesse.

Nous allons montrer que le deuxième terme caractérise un accroissement de pression en étendant le théorème de BERNOULLI au mouvement relatif de l'eau dans la turbine, alors animée d'un mouvement de rotation

Il suffit de remplacer, dans l'expression classique du théorème de BERNOULLI, les termes en  $V$  par les termes en  $W$  de la vitesse relative et d'ajouter le travail des forces d'entraînement qui se réduisent à la seule force centrifuge, en supposant constante la vitesse  $\omega$  de rotation. De plus, on remarquera que les termes en  $z$  s'annulent, quand on considère l'ensemble symétrique des aubages.

Le travail de la force centrifuge étant exprimé par :

$$\int_{r_1}^{r_2} m \omega^2 r dr = \frac{m \omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{m}{2} (U_2^2 - U_1^2)$$

le théorème de BERNOULLI, appliqué au mouvement relatif de l'eau dans la turbine, devient :

$$\frac{p_1}{\varpi} + \left( \frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} \right) = \frac{p_2}{\varpi} + \left( \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} \right)$$

On en tire :

$$\frac{p_2 - p_1}{\varpi} = \frac{W_1^2 - U_1^2 - W_2^2 + U_2^2}{2g} = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g} \quad (30)$$

Et, comme à l'entrée de la roue,  $W_1^2 = U_1^2 + V_1^2$  :

$$\frac{p_2 - p_1}{\varpi} = \frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g}$$

En conséquence, le deuxième terme de la somme de l'expression (29) et qui vient d'être ainsi retrouvé, représente bien un accroissement de pression. Mais, si cet accroissement de pression est utilisable immédiatement, il n'en est pas de même de l'augmentation d'énergie cinétique exprimée par le premier terme de la somme et dont la transformation en pression sera effectuée dans le diffuseur.

### c) Rôle du diffuseur.

Ainsi que nous venons de le dire, le diffuseur aura pour rôle de transformer en pression une partie de la grande vitesse  $V_2$  de l'eau à sa sortie de la turbine.

A cet effet, et pour que l'eau parvienne à l'entrée de la cellule suivante avec la même vitesse  $V_1$  qu'elle possédait à l'entrée de la cellule précédente,



afin d'avoir autant de cellules identiques, il suffit de diminuer progressivement  $V_2$  à l'intérieur du diffuseur, jusqu'à obtenir la vitesse  $V_1$ .

Cette diminution de vitesse doit s'accompagner d'un minimum de pertes par frottement. L'écoulement sera dirigé par des aubages et, pour que la transformation de l'énergie cinétique en pression s'effectue dans les meilleures conditions, la section de passage entre deux ailettes comportera une partie rectiligne divergente avec un angle de divergence compris entre 8 et 10°.

Si  $V_2$  et  $p_2$ ,  $V_3$  et  $p_3$  représentent la vitesse et la pression respectivement à l'entrée et à la sortie du diffuseur on a :

$$\frac{p_2}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{p_3}{\varpi} + \frac{V_3^2}{2g}$$

et, si  $V_3 = V_1$  on trouve bien :

$$\frac{p_3 - p_2}{\varpi} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

#### d) Rôle des canaux de retour.

Ces canaux ont pour rôle de ramener, à l'entrée de la roue suivante, l'eau avec sa vitesse basse  $V_1$  qu'elle possède à sa sortie du diffuseur. Ils présenteront, en principe une section constante délimitée par des ailettes chargées d'orienter axialement la veine liquide à l'entrée de la cellule suivante. Il en résulte un retournement brutal à 180° de l'écoulement à la sortie du diffuseur avant la pénétration de l'eau dans les canaux de retour. En vue d'éviter la perte inévitable au cours de ce retournement qui s'effectue par un coude sans ailettes, il peut être envisagé un ralentissement progressif de la vitesse grâce à un canal de diffusion continu rassemblant à la fois les aubages du diffuseur et ceux des canaux de retour; la section de ces derniers n'est donc plus constante.

#### e) Conclusion.

L'ensemble des organes d'une pompe centrifuge a donc, en résumé, pour objet de conserver, dans toute la traversée de la pompe, la même vitesse  $V_1$  et d'augmenter la pression, dans chaque cellule, de la valeur suivante :

$$\text{— turbine : } \frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g}; \quad \text{— diffuseur : } \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g};$$

soit, en tout :

$$\frac{V_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g}$$

Cette pression, multipliée par le nombre de cellules de la pompe, correspond à la hauteur théorique  $H_t$  d'élévation engendrée par l'engin. Cette hauteur prend également l'appellation de hauteur effective ou hauteur engendrée par la pompe.

En conclusion, dans une pompe multicellulaire, où les roues sont disposées en série, le débit qui traverse la pompe est égal à celui qui traverse une cellule, et la hauteur d'élévation de l'engin est égale au produit du nombre de cellules par la pression engendrée à l'intérieur de chacune d'elles.

#### f) Cas d'une pompe monocellulaire.

Dans ce cas, c'est la volute qui joue le rôle du diffuseur et qui transforme en pression une partie de la vitesse  $V_2$  de l'eau à sa sortie de la turbine. La volute constitue ainsi un diffuseur à aubage unique.

Cette transformation s'effectue principalement à la sortie de la volute, dans la partie tronconique divergente qui raccorde, au-dessus de l'axe horizontal, le corps de pompe à la canalisation de refoulement. (On dispose parfois, un deuxième cône de raccordement entre la bride de la pompe et la conduite si la vitesse reste trop élevée à la sortie de la pompe).

Quant à la volute elle-même, sa section est croissante depuis son origine (fig. 162), où elle est pratiquement nulle, et où l'on retrouve l'angle  $\alpha_2$ , jusqu'à sa sortie où elle est maximale. Les débits croissent également depuis l'origine jusqu'à la dernière section recevant le débit global refoulé par la roue. En conséquence, la vitesse à l'intérieur de la volute reste sensiblement constante.

### III. — Discussion de l'expression générale trouvée pour l'énergie fournie à l'eau par la turbine

1° Il a été trouvé que l'énergie fournie à l'eau par la turbine s'exprimait par la relation générale (28) :

$$H_t = \left( \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1}{g} \right)$$

Elle sera d'autant plus grande que  $\alpha_1$  sera voisin ou égal à 90° et que  $\alpha_2$  sera petit.

Considérons la première condition réalisée, ce qui se produit pour le passage d'un débit au voisinage du rendement maximal (en dehors de ce point,  $\alpha_1 \neq 90^\circ$ ); nous avons :

$$H_t = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (31)$$



L'examen de l'expression (31) donnant la valeur de la hauteur théorique engendrée, ou hauteur effective, c'est-à-dire abstraction faite de toutes pertes de charge à l'intérieur de la pompe, permet de faire les déductions simples ci-après.

Pour une même vitesse de rotation  $U_2$  et un même angle  $\alpha_2$ , on constate que  $H_t$  croît avec l'angle de sortie  $\beta_2$ , puisque  $V_2$  passe à  $V'_2 > V_2$  pour  $\beta'_2 > \beta_2$  (fig. 165). Toutefois, la pratique montre que  $\beta_2$  doit rester compris entre 15 et 30°<sup>(1)</sup>.

Si, pour une même vitesse  $U_2$ , le débit d'une pompe passe de  $Q$  à  $Q'$  avec  $Q' < Q$ , la figure 165 montre que, dans ce cas,  $\alpha'_2 < \alpha_2$  car la section de passage restant la même et  $\beta_2$  ne changeant pas,  $W'_2$  doit être plus petit que  $W_2$ .

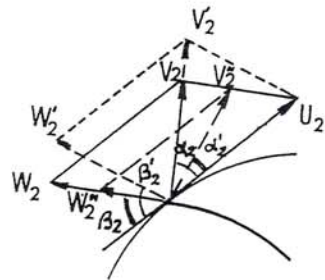


FIG. 165. — Triangle des vitesses à la sortie.

2° La relation :

$$H_t = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2}{g}$$

peut s'écrire :

$$g \frac{H_t}{U_2} = V_2 \cos \alpha_2$$

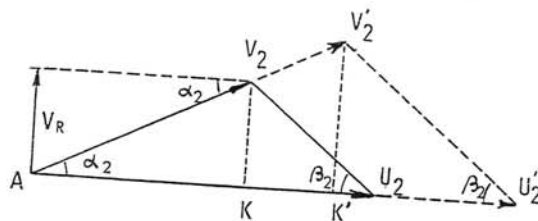


FIG. 166. — Mise en évidence de la vitesse  $V_R$ .

ou, en divisant par  $U_2$  (fig. 166) :

$$g \frac{H_t}{U_2^2} = \frac{V_2 \cos \alpha_2}{U_2} = \frac{AK}{AU_2} \quad (32)$$

<sup>(1)</sup> En effet,  $\beta_2$  doit être aigu pour que les aubes soient courbées en arrière du mouvement de rotation. De plus, quand  $\beta_2$  croît,  $V_2$  croît également. Donc, la part d'énergie cinétique à transformer en pression croît aussi. Or, cette transformation, qui s'accomplit dans le diffuseur, s'accompagne de pertes importantes proportionnelles. Il y a donc intérêt à adopter une valeur relativement faible pour  $\beta_2$ .

Si les angles  $\alpha_2$  et  $\beta_2$  sont conservés et si la vitesse de rotation passe de  $U_2$  à  $U'_2$ , on a, les triangles étant semblables :

$$\frac{AK}{AK'} = \frac{AU_2}{AU'_2} = \frac{V_2}{V'_2}$$

ou :

$$\frac{AK}{AU_2} = \frac{AK'}{AU'_2} = \frac{V'_2 \cos \alpha_2}{U'_2} = g \frac{H'_t}{U'^2_2} \quad (33)$$

si  $H'_t$  est la hauteur correspondant à  $V'_2 \cos \alpha_2$ .

En conséquence, on tire de (32) et (33) :

$$\frac{H_t}{U_2^2} = \frac{H'_t}{U'^2_2}$$

ou

$$\boxed{\frac{H_t}{H'_t} = \left( \frac{U_2}{U'_2} \right)^2} \quad (34)$$

3° Nous considérerons aussi le vecteur vitesse  $V_R$ , projection de  $V_2$  sur le rayon passant par le point de sortie de l'aube.

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie  $\pi D_2 L_2$ , où  $L_2$  est la largeur de la roue, par la vitesse radiale  $V_R$  :

$$Q = \pi D_2 L_2 V_R \quad (35)$$

où :

$$V_R = V_2 \sin \alpha_2$$

Mais, d'après la figure 166,

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{V_R}{U_2 - V_2 \cos \alpha_2}$$

Donc :

$$Q = \pi D_2 L_2 \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2)$$

ou, d'après la relation (31) :

$$Q = \pi D_2 L_2 \operatorname{tg} \beta_2 \left( U_2 - \frac{g H_t}{U_2} \right) \quad (36)$$

Or, pour une roue donnée, où  $D_2$ ,  $L_2$  et  $\beta_2$  sont donnés,  $U_2$  a une valeur constante pour une vitesse de rotation fixée.



En conséquence, dans un système de coordonnées QH, l'expression (36) traduit l'équation d'une droite de coefficient angulaire négatif (droite 1, fig. 167), puisque  $\beta_2 < 90^\circ$ .

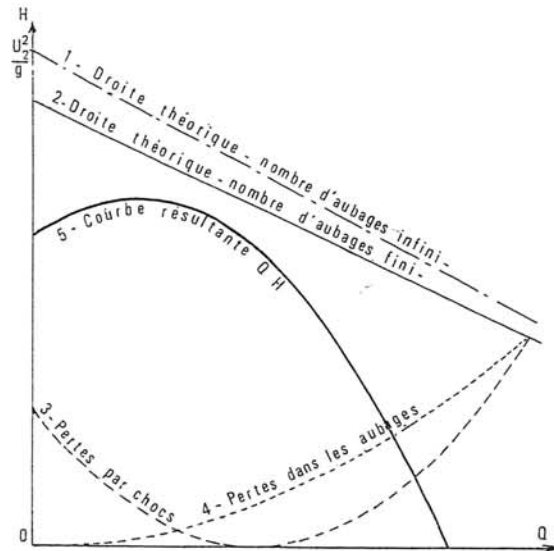


FIG. 167. — Courbe QH théorique et pratique.

Cette droite coupe l'axe vertical OH au point  $H_t = \frac{U_2^2}{g}$  et l'axe horizontal OQ au point :

$$Q = \pi D_2 L_2 U_2 \tan \beta_2$$

Pour une section de sortie de roue donnée et une vitesse de rotation également donnée, la pente de cette droite varie donc avec l'angle de sortie  $\beta_2$ . La droite sera d'autant plus tombante que  $\beta_2$  sera faible.

Remarquons que cette considération est théorique et valable pour un nombre d'aubages infini et d'épaisseur nulle, abstraction faite de toute perte de charge. Nous verrons, à l'occasion de l'étude des courbes caractéristiques des pompes, comment cette droite se déforme pratiquement.

4° Des considérations du paragraphe 1° ci-dessus, et pour une pompe de construction donnée, donc présentant des angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  donnés, il ressort qu'il existe un angle  $\alpha_2$  et un seul auquel correspond un point de fonctionnement bien déterminé QH de l'engin. Pour une autre valeur de QH, on aurait un angle  $\alpha'_2$  différent de  $\alpha_2$ .

Cet angle  $\alpha_2$  sera celui qui devra être retrouvé à l'entrée de la volute ou du diffuseur.

#### IV. — Pompes semblables

##### a) Généralités.

On a recours, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets réels dans le milieu où ils seront appelés à évoluer.

Pour cela, la maquette d'étude est placée dans le même milieu et, pour que son comportement soit identique à celui, futur, de l'objet réel, il faut que ses dimensions obéissent à certaines règles, établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné. Pour obtenir les dimensions finales de l'objet, on multiplie les dimensions de la maquette par un facteur  $k$  d'homothétie : l'objet est dit semblable à sa maquette.

Ces principes s'appliquent aux pompes centrifuges, dont les dimensions principales :

- diamètre de la roue,
  - largeur de la roue,
  - diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau,
- présentent entre elles un rapport  $k$  constant, les angles  $\alpha$  et  $\beta$  étant, par ailleurs, conservés.

Les pompes ainsi obtenues sont dites semblables entre elles.

##### b) Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges.

Soit :

— une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur  $D$ , de largeur  $L$ , tourne à une vitesse  $N$  et présente un débit  $Q$  pour une hauteur réelle  $H$ , avec un rendement optimal  $\frac{H}{H_t}$ , la puissance absorbée étant  $P$ ;

— une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs correspondantes sont  $d$ ,  $l$ ,  $n$ ,  $q$ ,  $h$  et  $p$  pour le même rendement.

Les pompes étant semblables entre elles, les angles  $\alpha$  et  $\beta$  sont conservés et :

1° D'après l'expression (34), les rendements étant identiques :

$$\frac{H}{h} = \frac{H_t}{h_t} = \left( \frac{U}{u} \right)^2 = \left( \frac{\pi D N}{\pi d n} \right)^2 = \left( \frac{D}{d} \right)^2 \left( \frac{N}{n} \right)^2 \quad (37)$$



2° D'après l'expression (35) :

$$\frac{Q}{q} = \frac{\pi D L V_R}{\pi d l v_R}$$

Mais, comme :

$$\frac{V_R}{v_R} = \frac{U}{u} = \frac{D}{d} \frac{N}{n}$$

on a :

$$\frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{L}{l} \frac{N}{n} \quad (38)$$

3° Les puissances  $P$  étant proportionnelles à  $QH$ , on aura :

$$\frac{P}{p} = \left(\frac{D}{d}\right)^4 \frac{L}{l} \left(\frac{N}{n}\right)^3 \quad (39)$$

Le facteur d'homothétie est :

$$k = \frac{D}{d} = \frac{L}{l} \quad (40)$$

En conséquence, les relations précédentes permettent de calculer  $k$

$$k = \sqrt[3]{\frac{Qn}{qN}} \quad (41)$$

ou :

$$k = \frac{n}{N} \sqrt{\frac{H}{h}} \quad (42)$$

### c) Vitesse spécifique d'une pompe centrifuge.

Pour illustrer commodément tout un groupe de pompes semblables entre elles, il est fait appel à la notion de vitesse spécifique, qui découle des considérations ci-dessus, et qui peut être définie comme suit :

La vitesse spécifique est le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  à  $1 \text{ mètre}$  de hauteur. Elle est calculée pour le rendement maximal de l'engin, donc pour un point correspondant à des valeurs  $Q$  et  $H$  bien définies et les mieux

adaptées pour la pompe. En effet, sans cette condition, il y aurait une infinité de valeurs de  $n_s$ .

Sa valeur résulte des relations (37), (38) et (40) et l'on peut écrire :

$$\frac{H}{h} = k^2 \left(\frac{N}{n}\right)^2 \quad (43)$$

$$\frac{Q}{q} = k^3 \frac{N}{n} \quad (44)$$

En élevant (44) au carré et (43) à la puissance 3,  $k$  se trouve éliminé et il vient :

$$\frac{Q^2}{q^2} = \frac{H^3}{h^3} \times \frac{n^4}{N^4} \quad (45)$$

On en tire :

$$\frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{nq^{1/2}}{h^{3/4}} = C^{te}$$

Cette constante est appelée vitesse spécifique et est représentée par  $n_s$ .  
Donc :

$$n_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (46)$$

$N$  est exprimé en tr/mn;  $Q$  en  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $H$  en m <sup>(1)</sup>.

On en déduit :

1° que la vitesse spécifique est la même pour un groupe de pompes semblables entre elles;

2° que la vitesse spécifique d'une pompe est indépendante de sa vitesse de rotation puisque, lorsque celle-ci varie, les débits varient dans le rapport des vitesses et les hauteurs dans le rapport du carré des vitesses.

Ces considérations montrent que, pour le constructeur qui doit établir une pompe devant satisfaire à un débit  $Q \text{ m}^3/\text{s}$  à une hauteur  $H \text{ m}$ , et devant tourner à une vitesse  $N \text{ tr/mn}$ , il suffit :

- de calculer la vitesse spécifique de l'engin demandé par le client,
- de rechercher, dans la gamme des pompes fabriquées, celle dont la vitesse spécifique est la plus approchante.

<sup>(1)</sup> C'est sous cette forme non homogène que s'exprime, pratiquement, la vitesse spécifique. Le plus souvent, elle est considérée comme un nombre sans dimension, ce qui n'est pas exact; parfois, elle est exprimée en tr/mn, ce qui sous-entend que sa valeur correspond à la définition que nous en avons donnée. Pour rendre la formule homogène, il faudrait exprimer  $N$  en tr/s et remplacer l'énergie fournie  $H$  par l'énergie par unité de masse  $gH$ . Le nombre obtenu serait alors adimensionnel.



Cette pompe prototype étant trouvée et, de plus, bien connue par ses performances (débit  $q$ , hauteur  $h$  pour le maximum de rendement, vitesse  $n$ ), le constructeur calcule le rapport d'homothétie  $k$  :

$$k = \sqrt[3]{\frac{Qn}{qN}}$$

et multiplie par cette valeur les dimensions principales du prototype pour avoir celles de la pompe désirée.

*Nota.* — Certains constructeurs donnent à  $n_s$  une autre définition : c'est le nombre de tours/minute auquel devrait tourner une pompe absorbant 1 ch <sup>(1)</sup> et refoulant à 1 mètre de hauteur; dans ces conditions :

$$n_s = \frac{3,66 N Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (47)$$

Cette relation s'établit facilement puisqu'une pompe qui absorbe 1 ch en refoulant à 1 m doit avoir un débit de 75 l/s ou 0,075 m<sup>3</sup>/s. Il suffit de diviser dans (46),  $Q$  par 0,075.

Nous ne retiendrons, par la suite, que l'expression (46).

## V. — Calcul des dimensions de la turbine et du diffuseur

L'étude théorique se rapporte à un engin idéal où l'écoulement s'effectue sans chocs, sans pertes, où les trajectoires de l'eau ne sont pas perturbées.

Pratiquement, en raison des pertes hydrauliques et mécaniques, des changements brusques de direction offerts au passage de l'eau dans des canaux très étroits, la théorie doit faire place aux mesures expérimentales et une roue nouvelle, en l'absence de la roue prototype, sera déterminée par l'examen de constantes de tracé établies en fonction de dépouillements d'essais effectués sur des engins ayant donné les meilleures performances. Selon STEPANOFF, on peut procéder comme suit.

### a) Calcul des diamètres de la turbine, largeurs (fig. 163).

Le diamètre extérieur  $D_2$  est calculé à partir de la constante de vitesse  $K_u$ ,  $H$  ayant la valeur indiquée par l'expression (27) :

$$K_u = \frac{U_2}{\sqrt{2gH}}$$

<sup>(1)</sup> Le cheval (ch) est une ancienne unité de puissance dont l'emploi est interdit depuis le 1er janvier 1962 (décret n° 61-501 du 3 mai 1961); 1 ch = 736 W.

comme

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60}$$

$$D_2 \text{ (en m)} = \frac{84,5 K_u \sqrt{H}}{N} \quad (48)$$

Nous remarquons qu'une vitesse de rotation élevée diminue l'importance de la pompe, donc permet de faire une économie qui se répercutera sur le moteur d'entraînement dont le prix sera, lui aussi, d'autant moins élevé que la vitesse de rotation sera grande. Toutefois, nous verrons plus loin que cette vitesse est, en fait, déterminée par les conditions de l'aspiration.

Le diamètre  $D_0$  à l'œillard est déterminé par rapport à la valeur trouvée pour  $D_2$ .

La largeur  $L_1$  de la roue à l'entrée des aubages résulte de  $D_1$ , de la vitesse  $V_1$  ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ) et de la constante de débit  $K_{q1}$  :

$$K_{q1} = \frac{V_1}{\sqrt{2gH}} \quad (49)$$

$D_1$  est, environ, égal à  $D_0$  pour les faibles valeurs de  $n_s$ ; pour avoir une entrée sans choc  $D_1$  est, parfois, pris inférieur à  $D_0$ ; le bord d'attaque des aubes s'allonge dans l'œillard; c'est le cas lorsque  $n_s$  est grand.

La largeur  $L_2$  de la roue à la sortie des aubages résulte de  $D_2$ , de la vitesse radiale  $V_R$  et de la constante de débit  $K_{q2}$  <sup>(1)</sup> :

$$V_R = \frac{Q}{\pi D_2 L_2}; \quad K_{q2} = \frac{V_R}{\sqrt{2gH}} \quad (50)$$

On relève, sur les diagrammes donnés par STEPANOFF, pour un angle de sortie courant  $\beta_2 = 22^\circ 30'$ , les valeurs suivantes des constantes, valables pour le rendement maximal et pour des  $n_s$  compris entre 25 et 75, c'est-à-dire se rapportant à des pompes centrifuges proprement dites (voir § VI), très utilisées en hydraulique urbaine :

$n_s$	$K_u$	$K_{q1}$	$K_{q2}$	$\frac{D_0}{D_2}$
25	1,00	0,15	0,11	0,43
50	1,05	0,21	0,16	0,61
75	1,10	0,26	0,21	0,76

<sup>(1)</sup> Pour les pompes centrifuges proprement dites, la vitesse d'entrée  $V_1$  est égale, environ, à 1,5 fois la vitesse de sortie  $V_R$ .

La figure 168 donne des courbes établies par un constructeur pour  $N = 1\,460$  tr/mn et  $\beta_2$  voisin de  $30^\circ$ , permettant de trouver  $D_2$  directement.

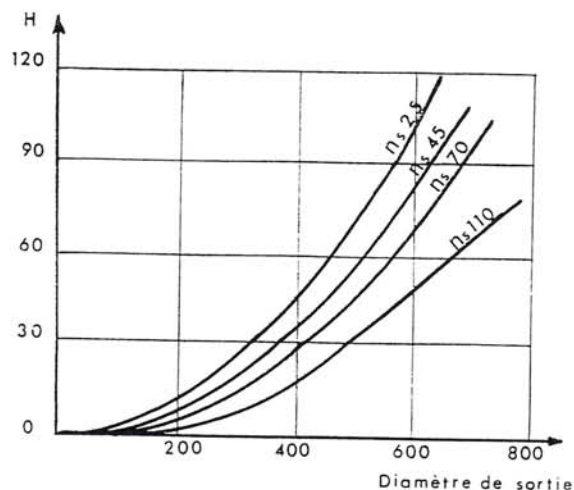


FIG. 168. — Abaque permettant de trouver le diamètre  $D_2$  de la roue en mm. (Doc. DIEBOLD).

#### b) Diffuseur. - Volute.

Un jeu de 2 à 5 mm est ménagé ordinairement entre le diamètre extérieur de la roue et le diffuseur. Ce dernier présente un diamètre extérieur compris entre 1,35 et 1,6 fois  $D_2$ . Le nombre d'aubages doit être différent, en plus ou en moins, du nombre d'aubes de la roue dans le but d'éviter des vibrations.

Dans le cas d'une volute, sa section sera déterminée par considération d'une vitesse absolue moyenne  $V_3$  constante, donnée expérimentalement par la relation :

$$V_3 = K_v \sqrt{2gH} \quad (51)$$

STEPANOFF donne pour  $K_v$  les valeurs suivantes :

$n_s$	25	50	75
$K_v$	0,40	0,32	0,28

Rappelons qu'à l'entrée de la volute, comme à l'entrée du diffuseur, on doit retrouver l'angle  $\alpha_2$ .

## VI. — Classification des pompes centrifuges

### a) Généralités.

Nous avons vu que les pompes pouvaient comporter une ou plusieurs cellules. Le fait d'ajouter des cellules ayant pour résultat d'augmenter la hauteur d'élévation, nous aurons, en principe :

- des pompes monocellulaires pour des pressions moyennes de 15 à 80 m,
- des pompes multicellulaires pour des hautes pressions pouvant atteindre plusieurs centaines de mètres.

Cette classification n'a toutefois rien d'absolu et nous allons examiner plus en détail ces deux types d'engins à la lumière des considérations théoriques développées plus avant.

### b) Pompes monocellulaires. (Planche XX).

Le diamètre  $D_2$  pourra être, soit très différent de  $D_1$ , soit très voisin de ce dernier et il en résultera une différence essentielle dans la destination des pompes.

Nous pouvons ainsi établir pour une vitesse  $N$  donnée :

1° que les pompes de grande hauteur d'élévation auront un  $n_s$  d'autant plus faible que  $Q$  sera petit et présenteront un diamètre  $D_2$  très supérieur à  $D_1$  ou à  $D_0$ , puisque l'on a :  $D_1 \leq D_0$ . La largeur de la turbine sera, par ailleurs, relativement faible.

En effet, d'après l'expression (46), la vitesse spécifique est d'autant plus petite que  $H$  est grand et que  $Q$  est faible.

De plus, l'expression (48) montre que la hauteur  $H$  varie comme le carré de  $D_2$ . En conséquence, pour satisfaire une grande hauteur d'élévation  $H$ , il faudra que  $D_2$  soit grand, lui aussi.

Comme  $D_2$  est grand avec  $H$  et que  $H$  varie à l'inverse de  $Q$  (expression 36), cette dernière valeur de  $Q$  sera relativement faible et, dans la relation (35) :

$$Q = \pi D_2 L_2 V_R$$

$V_R$ , également, sera petit ( $H$  est grand,  $\alpha_2$  est donc petit et  $V_R = V_2 \sin \alpha_2$ ). En conséquence,  $L_2$  restera petit devant  $D_2$  : la roue sera relativement étroite et conviendra au relèvement des débits faibles et moyens à des hauteurs relativement grandes.



L'écoulement de l'eau, dans ces pompes, s'effectue radialement : ce sont les pompes centrifuges proprement dites (fig. 169) où, notamment, les aubages de la roue sont constitués par des surfaces planes, ou, parfois, gauches.

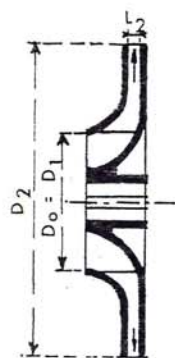


FIG. 169. — Coupe type de roue à écoulement radial.

A titre indicatif, le  $n_s$  de ces pompes est approximativement compris entre 20 et 100. En dessous de 20, il sera plutôt fait appel aux pompes multicellulaires. Cette disposition permettra de composer la pompe avec un certain nombre  $r$  de roues en série dont chacune travaillera sous la hauteur réduite  $H/r$ . Chaque roue possédera ainsi un  $n_s$  plus élevé et son rendement qui croît, nous le verrons, avec  $n_s$ , sera meilleur. En outre, l'expression (48) montre qu'en réduisant  $H$  à la valeur  $H/r$ , la pompe sera moins volumineuse, moins encombrante.

2° que les pompes de faible hauteur d'élévation auront un  $n_s$  d'autant plus grand que  $Q$  sera grand et présenteront un diamètre  $D_2$  de sortie voisin de  $D_1$  et très proche de  $D_0$  ; leur largeur sera relativement grande.

Par un raisonnement analogue, on s'aperçoit que  $H$  étant faible,  $D_2$  sera faible également et, puisque  $Q$  est grand, cette dernière condition entraînera :

— une valeur pour  $D_1$  assez importante, donc voisine de  $D_2$  ; il faut en effet, que la vitesse d'entrée de l'eau dans la roue ne soit pas exagérée,

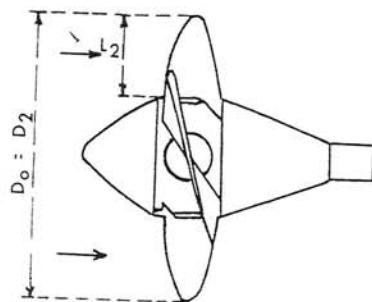


FIG. 170. — Type de roue à écoulement axial.

ce qui suppose une section d'entrée assez grande, donc des diamètres  $D_1$  et  $D_0$  importants ;

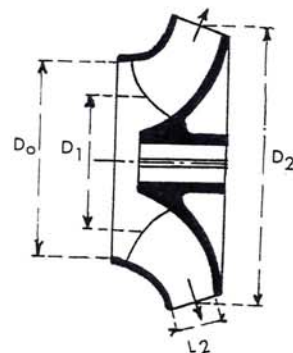


FIG. 171. — Coupe type de roue à écoulement semi-axial.

— une valeur pour  $L_2$  grande devant  $D_2$ .

En conséquence, ces pompes conviendront pour le relèvement de gros débits à de faibles hauteurs.

L'écoulement de l'eau s'effectue, à la limite, axialement, dans les pompes hélices (fig. 170), où  $D_0 = D_2$  et dont le  $n_s$  est approximativement compris entre 160 et 350.

Entre les pompes centrifuges et les pompes hélices, il existe les pompes hélico-centrifuges dans lesquelles l'écoulement est semi-axial (fig. 171) ; le  $n_s$  de ces pompes est approximativement compris entre 90 et 180.

C'est par raison de construction, et du fait que  $D_2$  est peu différent de  $D_0$ , que l'on se trouve amené à abandonner, pour ces deux derniers types, l'écoulement radial.

Les aubages des turbines hélices et hélico-centrifuges sont constitués par des surfaces gauches.

3° quand il s'agit d'élever de très gros débits à des hauteurs grandes et moyennes, il peut être fait appel avantageusement aux pompes à double entrée dans lesquelles l'eau pénètre symétriquement de part et d'autre de l'axe vertical de la roue (fig. 172).

La pompe à double entrée est intéressante pour les gros débits parce qu'elle permet, comparée à la pompe à une seule entrée qui refoulerait le même débit  $Q$ , d'obtenir un engin moins volumineux, bien équilibré et d'un meilleur rendement.

La vitesse spécifique  $n'_s$  de la pompe à double entrée est, en effet, égale à  $\frac{1}{\sqrt{2}}$  de la vitesse spécifique  $n_s$  de la pompe à une entrée qui four-

nirait le même débit  $Q$  à la même vitesse de rotation  $N$ . Cela résulte du fait que l'on peut identifier cette pompe à deux pompes en parallèle constituées par les deux roues identiques, symétriques et jumelées débitant chacune  $Q/2$ , l'ensemble refoulant donc un débit  $Q$ . Dans ces conditions, le  $n'_s$  de la pompe à deux entrées n'est autre que le  $n'_s$  de l'une de ces roues assurant un débit  $Q/2$ , c'est-à-dire :

$$n'_s = \frac{NQ^{1/2}}{\sqrt{2}H^{3/4}} = \frac{n_s}{\sqrt{2}} \quad \text{avec} \quad n_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

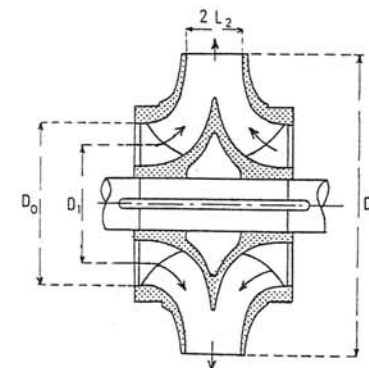


FIG. 172. — Coupe type de roue à double entrée.



Mais il y a avantage à avoir un  $n'_s$  aussi grand que possible dans l'intérêt du rendement de l'engin. Si l'on fait  $n_s = n'_s$ , on s'aperçoit que la pompe peut tourner à une vitesse égale à  $N\sqrt{2}$ ,  $N$  étant la vitesse de rotation de la pompe à simple entrée qui débiterait  $Q$ .

En conséquence, si l'aspiration s'effectue sans cavitation avec la valeur  $n_s$  trouvée (voir § XII-b), il y aura avantage dans certains cas, à utiliser une pompe à double entrée qui sera moins encombrante, puisque, d'après l'expression (48), le diamètre extérieur sera divisé par  $\sqrt{2}$ .

Le moteur tournant plus vite sera moins coûteux, mais la pompe sera plus onéreuse qu'une pompe à simple entrée; par contre, le rendement sera amélioré.

Le calcul des dimensions d'une telle pompe sera conduit compte tenu du débit  $Q/2$ .

Remarquons, enfin, que l'équilibrage sera automatiquement obtenu puisque les arrivées s'effectuent symétriquement.

Il faut également noter que la pompe à double entrée, comparée à la pompe à simple entrée tournant à la même vitesse et fournissant le même débit, permet d'aspirer l'eau à une hauteur plus grande. Nous en verrons un exemple plus loin (voir page 150).

Pour tous les types de pompes décrits ci-dessus, le choix du nombre d'aubages de la roue n'est tributaire d'aucune règle impérative. Toutefois, en vue de réduire les pertes de charge dans la traversée de la roue, ce nombre devra rester limité. Il est ordinairement compris entre 2 et 10 selon que  $n_s$  est grand ou petit. STEPANOFF donne la règle empirique suivante :

$$\text{nombre d'aubages} = \frac{\text{valeur de } \beta_2 \text{ en degrés}}{3}.$$

*Remarques.* — Par le seul examen de la roue d'une pompe, selon, par exemple, que, par rapport à son diamètre extérieur, cette roue est étroite ou large, on peut prévoir l'usage auquel elle est destinée.

Remarquons, toutefois :

1° que, dans une certaine mesure, il y a possibilité, en jouant sur la largeur, de faire varier le débit, la formule  $Q = \pi D_2 L_2 V_R$  montrant que, toutes choses restant égales par ailleurs, le débit varie comme la largeur  $L_2$ ;

2° qu'il ne faudrait pas déduire des considérations développées à ce paragraphe, qu'il n'est pas possible, par exemple, d'élever, avec une pompe à simple entrée, de gros débits à de grandes hauteurs. Le couplage des

pompes entre elles, tel qu'il sera examiné plus loin, autorisera, pratiquement, toutes les hypothèses de fonctionnement.

### c) Pompes multicellulaires.

Il sera fait appel aux pompes multicellulaires :

— 1° Quand la hauteur de relèvement sera très grande et que, pour des raisons de fabrication, les dimensions de pompes monocellulaires auxquelles on aboutirait seraient trop importantes.

La hauteur d'élévation augmentant d'une même quantité chaque fois qu'une roue est montée à la suite d'une autre, il suffit de disposer en série le nombre voulu de roues pour atteindre la hauteur  $H$  désirée. Nous rappelons que le débit  $Q$  à relever est égal à celui qui passe dans une roue.

Si  $r$  est le nombre de roues en série, chacune fonctionnera avec un débit  $Q$  et une hauteur  $H/r$ ; le  $n_s$  de la pompe multicellulaire sera donc  $r^{3/4}$  fois plus petit que celui de chaque roue isolée.

— 2° Quand, pour des raisons d'encombrement, on est tenu par un diamètre de sortie  $D_2$  relativement faible. C'est le cas des pompes de forage, par exemple.

La formule (48) montre, en effet, qu'en réduisant la hauteur, le diamètre est diminué. C'est précisément ce que l'on fait en disposant des turbines en série, chaque turbine ne travaillant que sous la hauteur  $H/r$ .

Si  $Q$  est peu important, la vitesse spécifique sera relativement faible et les roues seront du type à écoulement radial; leur nombre sera calculé pour obtenir la hauteur  $H$  désirée.

Si  $Q$  est grand, la vitesse spécifique sera grande et, par conséquent, il y aura de fortes chances pour que les roues soient du type hélico-centrifuge et l'écoulement sera semi-axial.

— 3° Lorsque la valeur de  $n_s$  sera de l'ordre de 20 ou inférieure à 20.

*Remarque.* — Avec les pompes multicellulaires, on peut atteindre des hauteurs d'élévation très importantes.

Il faut remarquer, cependant, que les très grandes hauteurs de refoulement nécessiteront, bien souvent, une fabrication spéciale, renforcée en tant que de besoin, donc d'un prix de revient assez élevé; le corps de pompe, notamment, devra pouvoir résister à de fortes pressions. L'économie générale de l'ensemble de l'installation imposera d'examiner s'il ne serait pas plus avantageux de fractionner, dans ce cas, la hauteur d'élévation en prévoyant des relais équipés de groupes de fabrication courante, et aspirant dans une capacité remplie par le groupe précédent.



## d) Classification d'après la position de l'axe de rotation.

Les pompes mono et multicellulaires peuvent être, soit à axe horizontal, correspondant au type le plus répandu, soit à axe vertical pour les pompes destinées à équiper les puits et forages où elles fonctionneront noyées. Ce type de pompe peut également fonctionner dénoyé quand il équipe une usine comportant un collecteur d'aspiration.

## VII. — Courbes caractéristiques d'une pompe

## a) Les trois types de courbe.

Les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances, sont, pour une vitesse de rotation donnée, au nombre de trois :

— La courbe débit-hauteur, ou courbe QH, qui exprime les variations des différentes hauteurs de relèvement en fonction du débit.

Or, nous avons vu précédemment (page 112) que, dans un système de coordonnées QH, la variation théorique de H était linéaire en fonction de Q.

Mais, pratiquement, la roue étant composée d'un nombre fini d'aubages ayant une épaisseur donnée, (droite (2) de la figure 167), d'une part, et les pertes de charge dues aux chocs à l'entrée et à la sortie <sup>(1)</sup> ainsi qu'au passage de l'eau pouvant être représentées par des paraboles (fig. 167, courbes 3 et 4), d'autre part, il en résulte, en définitive, qu'à chaque ordonnée de la droite 1, il faut retrancher la valeur correspondante aux différentes pertes ci-dessus.

La courbe résultante QH sera donc une parabole (courbe 5).

Le point F de rencontre de la courbe QH avec l'axe des ordonnées est le point à débit nul. On l'appelle point à vanne fermée ou, encore, point de barbotage.

Pour les pompes à écoulement radial, cette parabole est plus ou moins plongeante (fig. 173). La hauteur correspondant au point F peut être, soit inférieure, soit supérieure à la hauteur maximale donnée par QH (fig. 173 et 174). Le premier cas se rencontre dans les pompes à faible  $n_s$  (entre 20 et 30 environ) et peut, quelquefois, conduire à des fonctionnements difficiles si l'on doit réduire le débit ou coupler plusieurs pompes en parallèle

<sup>(1)</sup> Ces pertes par chocs sont minimales pour la valeur du débit (ou de H) à laquelle correspond l'angle  $\alpha_2$  ayant servi au tracé des aubages du diffuseur. Mais quand Q ou H varient, l'angle  $\alpha_2$  des vitesses dans la roue varie également et devient donc différent de l'angle de construction à l'entrée du diffuseur qui, lui, est fixe : il en résulte des pertes par chocs.

(page 167). Dès que  $n_s$  s'élève, la parabole se déforme dans la zone des faibles débits : elle devient plus plate (fig. 175) et, même, se relève nettement.

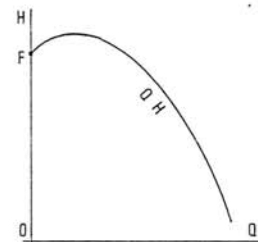


FIG. 173. — Le point F est inférieur à certains points de QH.

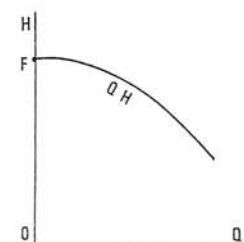


FIG. 174. — Le point F est supérieur à tout point de QH.

Cette particularité est très marquée pour les pompes du type hélice ou hélico-centrifuge (fig. 176).

D'un point de vue général, la courbe QH sera d'autant plus tombante que l'angle  $\beta_2$  sera faible (fig. 167, droite 1) et que la vitesse spécifique  $n_s$  sera grande (STEPANOFF).

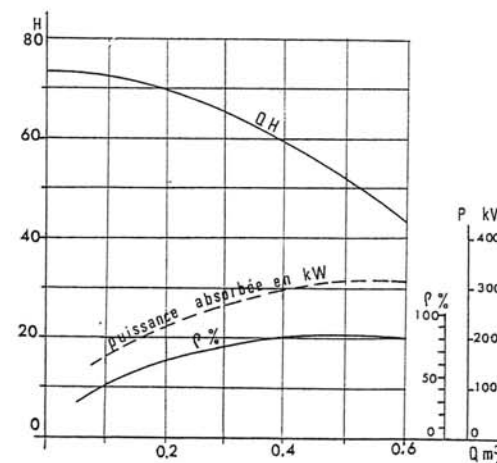


FIG. 175. — Courbes type caractéristiques d'une pompe radiale.

— La courbe du rendement pour les différents débits. Cette courbe présente un maximum pour une certaine valeur du débit. Elle passe par l'origine, puisque pour  $Q = 0$  le rendement est nul.



— La courbe des puissances absorbées pour les différents débits. Avec les valeurs de  $\beta_2 < 90^\circ$  telles que nous les avons indiquées, c'est une branche de parabole dont la concavité est tournée vers le bas et qui peut présenter un maximum dans la plage utilisable. Cette dernière forme de courbe permet d'éviter une surcharge du moteur si les conditions d'utilisation de la pompe sont appelées à varier.

A noter, toutefois, que, pour les pompes à grand  $n_s$ , la puissance absorbée à vanne fermée peut être nettement plus grande que la puissance absorbée en fonctionnement normal.

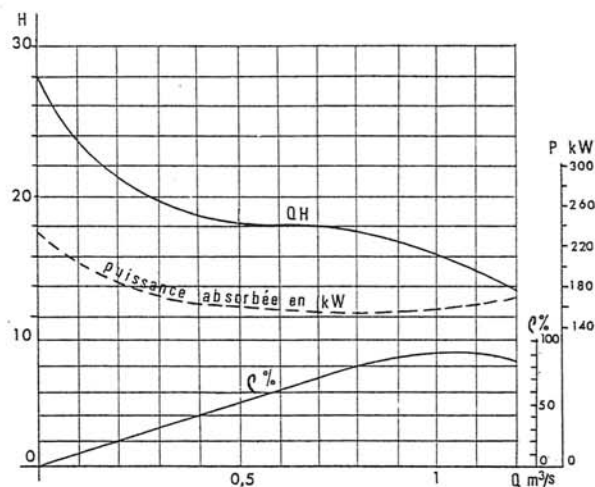


FIG. 176. — Courbes types caractéristiques d'une pompe axiale.

La courbe QH et la courbe des puissances absorbées sont contrôlées par un essai en plateforme; nous verrons, plus loin, la façon de procéder (§ XVII). La courbe du rendement se déduit des courbes précédentes.

Si la pompe a été bien conçue, le point de fonctionnement P, qui se situe sur la courbe QH à l'intersection de celle-ci avec la verticale passant par la valeur  $q$  du débit à relever, doit correspondre au rendement maximal.

On pourrait en déduire, de ce fait, que la plage d'utilisation d'une pompe centrifuge est assez restreinte. Or, en réalité, la courbe du rendement présente un maximum très aplati en général (pour les pompes à écoulement radial), ce qui permet d'obtenir un certain nombre de valeurs  $qh$  acceptables. Le rendement maximal est plus accusé pour les pompes hélices.

### b) Expression de la puissance absorbée par une pompe.

La puissance absorbée par une pompe, c'est-à-dire la puissance nécessaire pour son entraînement mécanique, s'exprime par la relation :

$$P = \frac{9,81 QH}{\rho} \quad (52)$$

avec  $P$  exprimé en kW,

$Q$  exprimé en  $m^3/s$ ,

$H$  exprimé en m,

$\rho$  est le rendement de la pompe.

En effet, la masse volumique de l'eau étant de  $1\,000\text{ kg au }m^3$ , le poids à élever à une hauteur  $H$  en une seconde, exprimé en newton, est de :

$$1\,000 Q \times 9,81$$

La puissance nécessaire, en joules/seconde est de :

$$1\,000 QH \times 9,81$$

ou de

$$1\,000 QH \times 9,81 \text{ watts}$$

ou de

$$9,81 \times QH \text{ kW}$$

Il faut, enfin, tenir compte du rendement  $\rho$  de l'engin, ce qui donne l'expression (52).

Si l'on désirait exprimer la puissance en chevaux (ch), unité interdite mais encore parfois utilisée, il faudrait diviser  $P$  par 0,736.

$H$  est la hauteur manométrique totale d'élévation et comprend la somme des termes suivants :

1° La hauteur géométrique d'élévation  $H_g$ , entre le plan d'eau de pompage et le point le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux :

— Hauteur géométrique d'aspiration,  $H_a$ , qui, pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.

— Hauteur géométrique de refoulement  $H_r$ , qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical.

Ces termes s'ajoutent algébriquement et on a :

$$H_g = H_r + H_a \text{ pour une élévation avec aspiration en dépression.}$$

$$H_g = H_r - H_a \text{ pour une élévation avec aspiration sous pression (voir § XIII-b ci-après).}$$

2° Les pertes de charge totales  $J$ , tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté.

Quant à  $\rho$ , il exprime le rendement de la pompe. Il est faible pour les petits groupes, 50 à 60 % et s'améliore avec l'importance de l'engin, pouvant atteindre et même, dans certains cas, dépasser 80 %.

Enfin, il s'améliore au fur et à mesure que la vitesse spécifique augmente.

### c) Point de fonctionnement d'une pompe débitant dans une conduite.

1° Cas d'un plan de pompage fixe. — La caractéristique  $C$  de la conduite de refoulement exprime les variations de la perte de charge totale  $J$  à l'extrémité de la conduite en fonction des débits refoulés.

Par analogie avec le cas traité précédemment (Voir page 38) de la conduite issue d'un réservoir, si l'on porte cette courbe  $C$  dans un système de coordonnées  $QH$  avec  $J$  dirigé vers le haut (puisqu'il s'agit d'une conduite alimentant un réservoir) et, comme point de départ, la cote  $A$  du réservoir (c'est-à-dire de façon que  $OA$  corresponde à la hauteur géométrique  $H_g$ ,  $O$  étant sur l'horizontale passant par le plan de pompage), on aura, par la lecture des ordonnées de  $C$ , la valeur de la hauteur manométrique totale  $H_g + J$  pour chaque valeur du débit refoulé (fig. 177 a). En d'autres termes,  $C$  représente, dans ce système  $QH$ , la caractéristique de la conduite à l'extrémité opposée au réservoir, c'est-à-dire à la pompe  $S$ .

Mais, en ce point, et dans le même système, on connaît la caractéristique de la pompe. Comme cette dernière débite dans la conduite, les deux caractéristiques sont liées et leur point d'intersection  $P$  correspond au point de fonctionnement de l'ensemble.

Le point  $P$  définit donc un débit  $q$  et une hauteur  $h$ ; afin qu'il soit rationnellement déterminé, il doit se situer au droit du rendement maximal de la pompe.

En toute rigueur, il devrait être également tenu compte des pertes de charge dans le réseau d'aspiration, car il est bien évident que la pompe doit les vaincre également. En conséquence, c'est la caractéristique à l'extrémité  $T$  de la conduite qu'il y a lieu de considérer, en remarquant que la

conduite d'aspiration, de caractéristique  $C'$ , est en série avec la conduite de refoulement.

Comme, dans ce cas, les pertes de charge s'ajoutent pour le passage d'un débit donné, il suffit de faire la somme des ordonnées des caractéristiques  $C$  et  $C'$  et c'est le point de rencontre  $P'$  de la résultante  $(C + C')$  avec  $QH$  qui donne le point de fonctionnement.

Ordinairement, la perte de charge sur l'aspiration est faible devant la hauteur géométrique d'élévation et elle est négligée dans la recherche du point de fonctionnement. Si, toutefois, elle devait présenter une valeur notable, comme dans le cas d'une faible hauteur de refoulement, il en serait tenu compte ainsi qu'il a été dit ci-dessus.

Le point  $P$  de fonctionnement peut être déterminé d'une autre manière, inverse de la précédente, en quelque sorte, et qui consiste à partir de la pompe au lieu de partir, comme ci-dessus, du réservoir.

La courbe caractéristique  $QH$  de la pompe  $S$  représente les variations de l'énergie que possède l'eau à la sortie de l'engin, selon les débits refoulés. On peut la représenter par la notation  $(QH)_S^S$  (fig. 177 b).

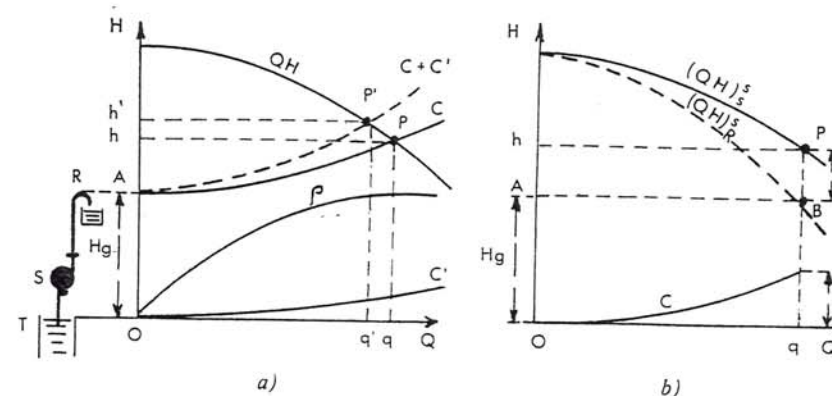


FIG. 177. — Point de fonctionnement d'une pompe débitant dans une conduite (plan d'aspiration fixe).

Si nous déduisons de cette courbe les ordonnées correspondantes de la parabole de la caractéristique  $C$  de la conduite, nous obtenons une nouvelle courbe qui tiendra compte de la dégradation de l'énergie de l'eau à l'occasion de son cheminement vers le réservoir, dégradation due aux pertes de charge



dans la conduite. Comme la caractéristique de cette dernière est établie pour sa longueur totale  $L$ , la courbe nouvelle représente les variations de l'énergie restante à l'extrémité de la conduite, c'est-à-dire au réservoir R. On peut alors représenter la courbe par la notation  $(QH)_R^S$ .

Cette courbe est la caractéristique d'une pompe fictive qui serait installée en R et qui refoulerait directement dans le réservoir. Or, dans ce cas, la caractéristique du refoulement est une horizontale passant par la cote d'arrivée de l'eau dans le bassin. En conséquence, l'intersection de  $(QH)_R^S$  avec cette horizontale donnera un point B qui représentera le point de fonctionnement de cette pompe fictive. Mais, pour tenir compte du fait que la pompe est installée en S, il est nécessaire de relever le point B en P, ce qui donnera la valeur de  $h$  correspondante au point de fonctionnement de l'engin.

2° *Cas d'un plan de pompage variable.* — Le cas examiné précédemment se présente, par exemple, lorsque la pompe est installée au-dessus d'une capacité d'aspiration alimentée par un débit sensiblement constant, de l'ordre de celui refoulé par la pompe.

Si la pompe est installée dans un puits ou un forage, la recherche du point de fonctionnement devra tenir compte de la courbe  $Q\Delta$  de pompage établie lors de l'essai de débit.

Or, cette courbe peut être considérée comme une représentation de la perte de charge supplémentaire en fonction du débit que doit vaincre la pompe au même titre que les pertes de charge dans les conduites.  $Q\Delta$ , en fait, n'est autre que la caractéristique du puits et cette courbe s'utilise comme n'importe quelle autre caractéristique.

En particulier, dans le cas présent, les pertes dues à la dénivellation et représentées par la courbe  $Q\Delta$  s'ajoutent en série aux pertes engendrées par l'écoulement de l'eau dans les tuyaux et représentées par la courbe C. La résultante générale s'obtiendra en sommant les ordonnées de  $Q\Delta$  et de C. On obtient ainsi la courbe C' qui coupe QH au point P cherché (fig. 178), lequel tient donc compte de la position du plan de pompage.

Toutefois, dès que plusieurs pompes sont en fonctionnement sur un même collecteur, comme dans le cas d'un certain nombre de puits ou de forages équipés de groupes individuels et répartis dans un champ captant, la méthode n'est pas d'un usage commode, car il y a lieu de tenir compte des différentes pertes de charge dans les conduites reliant les ouvrages de captage. Nous en verrons un exemple plus loin (voir page 201). C'est alors que l'on peut procéder comme suit.

Au lieu d'ajouter à C les ordonnées de  $Q\Delta$ , les ordonnées de  $Q\Delta$  seront retranchées de QH. Le résultat est le même et l'on obtient ainsi une courbe Q'H' qui peut être considérée :

— soit comme rapportée à l'axe OQ du niveau statique. En effet, du fait que l'on retranche de QH les ordonnées de  $Q\Delta$ , c'est comme si l'on s'affranchissait de cette perte de charge supplémentaire et que l'on pompe dans une bêche à niveau constant avec un engin de caractéristique Q'H'. Le point de fonctionnement est P' dans cette hypothèse (fig. 179). Mais,

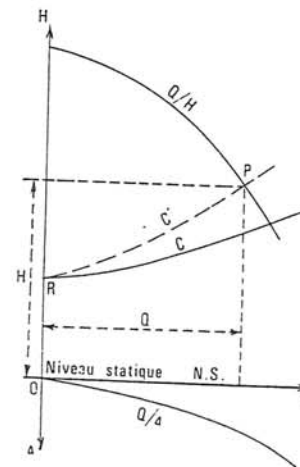


FIG. 178. — Point de fonctionnement dans le cas d'un plan d'eau variable à l'aspiration 1<sup>re</sup> construction.

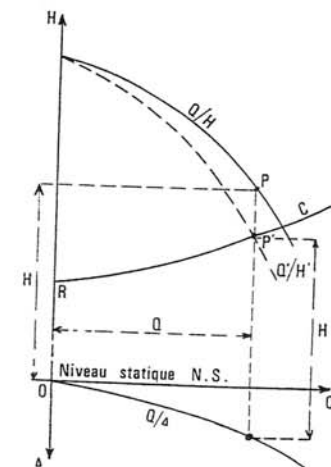


FIG. 179. — Point de fonctionnement dans le cas d'un plan d'eau variable à l'aspiration 2<sup>e</sup> construction.

pour tenir compte de la position du plan de pompage, il faut remonter P' en P sur la courbe QH. P est alors le point de fonctionnement compte tenu de la dénivellation  $\Delta$ . Ses coordonnées seront Q et H, cette dernière valeur étant mesurée par rapport à OQ;

— soit comme rapportée à la courbe  $Q\Delta$  elle-même. Comme cette courbe est le lieu des différents plans de pompage en fonction des débits extraits, Q'H' sera, dans cette construction, rapportée directement au niveau de pompage. Le point de fonctionnement sera P'. Ses coordonnées seront Q et H, cette dernière valeur étant mesurée par rapport à la courbe  $Q\Delta$  (fig. 179).

En tout état de cause, on peut mettre en place aisément la courbe  $Q'H'$  puisque  $Q\Delta$  a pour origine la cote du niveau statique, cote fixe et connue.

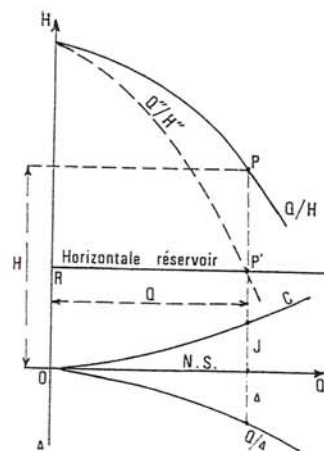


FIG. 180. — Point de fonctionnement dans le cas d'un plan d'eau variable à l'aspiration.  
3<sup>e</sup> construction.

L'avantage de cette méthode est de pouvoir composer entre elles différentes courbes  $Q'H'$ , courbes qui tiennent compte des caractéristiques des ouvrages sur lesquels les pompes sont installées, tout comme s'il s'agissait d'un pompage à niveau d'aspiration constant.

Remarquons, enfin, que l'on peut retrancher de  $QH$  les ordonnées  $J + \Delta$  des courbes  $C$  et  $Q\Delta$ . On obtient ainsi une courbe  $Q''H''$  (fig. 180) qui, avec l'horizontale passant par le point correspondant à l'altitude de l'arrivée au réservoir donne un point  $P'$ , lequel, remonté en  $P$  sur  $QH$ , donne finalement les coordonnées cherchées du point de fonctionnement.

### VIII. — Modifications susceptibles d'être apportées à une pompe centrifuge

Des modifications dans le fonctionnement ou dans le dimensionnement d'une pompe peuvent être apportées en vue d'adapter l'engin à des conditions de marche données. A cet effet, il suffit de concevoir une pompe semblable à elle-même, dont la largeur resterait inchangée, et les expressions (37), (38) et (39) deviennent :

$$\frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{N}{n} \quad (53)$$

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \left(\frac{N}{n}\right)^2 \quad (54)$$

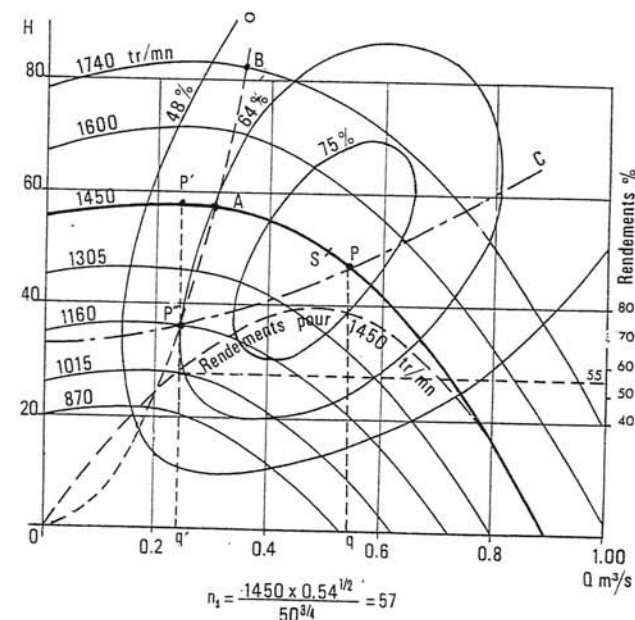
$$\frac{P}{p} = \left(\frac{D}{d}\right)^4 \left(\frac{N}{n}\right)^3 \quad (55)$$

montrant, tout d'abord, que si, seule, la vitesse varie :

- les débits varient dans le rapport des vitesses,
- les hauteurs varient dans le rapport du carré des vitesses,
- les puissances varient dans le rapport du cube des vitesses.

Le rendement est peu affecté par le changement de régime de marche, à condition, cependant, que les écarts de vitesse ne soient pas excessifs.

La figure 181 montre différentes courbes  $QH$  obtenues avec une même pompe pour des vitesses de rotation différentes. Par ailleurs, il a été tracé



D'après les lois de similitude  $P'', A, B$  sont sur la même parabole

FIG. 181. — Points de fonctionnement obtenus par variation de la vitesse et par serrage du robinet sur refoulement.

sur le même graphique, les courbes pratiques d'égal rendement correspondantes. Ces courbes pratiques, qui sont de vagues ellipses, diffèrent des courbes que l'on obtiendrait théoriquement, qui ne sont autres que des paraboles passant par l'origine. En effet, puisque :

$$\frac{Q}{q} = \frac{N}{n} \quad \text{et} \quad \frac{H}{h} = \left(\frac{N}{n}\right)^2$$



on tire :

$$\frac{H}{h} = \left( \frac{Q}{q} \right)^2$$

En conséquence, les points homologues se situent sur une parabole d'équation :

$$y = ax^2$$

passant par O.

Or, les points homologues ont un rendement identique puisque, d'après la relation (52) :

$$\rho = 9,81 \frac{QH}{P}$$

et que, pour le cas présent, Q varie comme N, H comme  $N^2$  et P comme  $N^3$ . Donc, les points d'égal rendement se situeront, théoriquement, sur des paraboles passant par l'origine.

Pratiquement, toutefois, de part et d'autre de la vitesse pour laquelle la pompe a été déterminée et en raison des pertes internes et mécaniques, le rendement ne reste pas le même le long de la parabole correspondante et on obtient les courbes d'égal rendement tracées sur la figure 181 qui se ferment pour donner lieu à des formes semi-elliptiques. Nous avons ainsi une « colline de rendement » qui donne, en outre, et par définition, tous les éléments permettant de calculer la vitesse spécifique de l'engin, puisque les paramètres la définissant : vitesse, débit, hauteur, doivent être lus pour le rendement maximal, c'est-à-dire au point S, sommet de cette colline (fig. 181).

Traçons maintenant la caractéristique C de la conduite de refoulement; nous constatons, par la considération des divers points de fonctionnement possibles, que nous pourrions bénéficier d'une bonne étendue de débits différents dans des limites très acceptables de rendement par le seul fait de modifier la vitesse de rotation de la pompe.

Supposons, par exemple, une marche à 1 450 tr/mn avec un débit  $q$  correspondant au point de fonctionnement P. Une diminution de débit de  $q$  à  $q'$ , donnant lieu à une réduction de plus de 50 % du débit initial permet d'envisager une marche à 1 160 tr/mn (point P'') avec un rendement encore acceptable de 64 %.

Mais, sans modifier la vitesse initiale, nous pouvons obtenir la même réduction de débit en diminuant la section de passage de l'eau par un serrage du robinet-vanne situé sur le refoulement, manœuvre effectuée parfois en exploitation, les moteurs d'entraînement utilisés couramment ne se prêtant pas à des modifications de la vitesse. Toutefois, la figure 181

montre que, dans ce cas, le point de fonctionnement, qui reste sur la caractéristique à 1 450 tr/mn, passe de P à P' et P'P'' mesure la perte de charge singulière ainsi introduite. Il en résulte, par rapport à l'hypothèse de marche précédente :

— une chute de rendement propre à l'engin; à cet effet, il a été reporté, sur la figure 181, la courbe des rendements pour la vitesse de rotation de 1 450 tr/mn. On remarque qu'au point P' correspond un rendement de 55 %, au lieu de 64 % précédemment, d'où une chute de près de 10 points;

— une diminution très sensible du rendement global du groupe pompe et moteur, car la puissance nécessaire à développer par ce dernier est augmentée inutilement dans le rapport  $H'/H''$ , ces valeurs se rapportant aux points P' et P''. Il en résulte donc, en plus, un gaspillage d'énergie. En outre, sur le plan mécanique, la pompe est bruyante par suite des chocs qui se produisent à la sortie de la roue, les valeurs Q et H n'étant pas celles pour lesquelles la pompe a été construite, et l'opercule de la vanne est soumis à des vibrations qui peuvent devenir importantes.

Ces conclusions montrent que, si l'on doit s'en tenir à une vitesse fixe de rotation, il y aura lieu de prévoir une pompe bien adaptée aux impératifs à satisfaire.

Par contre, si l'on choisit, avec la même pompe, de relever des débits variables, les courbes QH à différentes vitesses permettent de trouver les vitesses qui conviennent le mieux pour les différents points de fonctionnement à réaliser, à condition, toutefois, que les conditions d'aspiration soient satisfaites, comme nous le verrons plus loin.

Enfin, les lois évoquées ci-dessus permettent, également, de prévoir, si, seul, le diamètre de la roue change :

— que les débits, comme les hauteurs, varieront dans le rapport du carré des diamètres;

— que les puissances varieront suivant la quatrième puissance des diamètres.

Ce changement de diamètre intervient dans le sens de la diminution qui s'obtient par une réduction du diamètre de sortie des aubages sans que, pour autant, le diamètre des flasques soit modifié.

Toutefois, les lois simples indiquées ci-dessus ne sont valables que pour des rognages peu importants. L'expérience montre que si ce rognage dépasse quelques pour cents, les hauteurs varient selon une puissance du rapport des diamètres supérieure à 2 et les débits selon une puissance du rapport des diamètres inférieure à 2.

En tout état de cause, on ne dépassera pas un rognage de 20 %, le rognage maximal possible dépendant de la pompe elle-même, de ses caractéristiques.



téristiques générales. S'il peut atteindre 20 % pour certains engins, il peut être limité à 10 % pour d'autres, car le rognage introduit une baisse du rendement.

De toute manière, les constructeurs sont en mesure de fournir au client les courbes QH maximale et minimale correspondant aux diamètres maximal et minimal possibles de la roue ainsi que les courbes intermédiaires, la courbe minimale correspondant évidemment au rognage maximal. Le même diagramme donne aussi les courbes équivalentement pour la fourchette des rognages possibles (voir fig. 206).

Théoriquement, d'après les lois de similitude, et par un raisonnement analogue à celui utilisé lorsque la vitesse varie, les courbes équivalentement devraient être des droites passant par l'origine puisque, d'une part, tous les points homologues doivent avoir le même rendement et que, d'autre part, lorsque la vitesse reste constante :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{D^2}{d^2}$$

Mais, pratiquement, en raison, notamment, de la constatation indiquée plus haut concernant les rognages importants, ces droites sont déformées et ont l'allure de courbes vaguement elliptiques. Nous en verrons un exemple plus loin (page 171).

## IX. — Équilibrage de la poussée axiale.

Dans une roue de pompe monocellulaire, si  $(S_1 - S_2)$  représente la section annulaire soumise, côté œillard, à la pression d'aspiration  $p_a$ , cette même section sur la face opposée du flasque, est soumise à la pression de refoulement  $p_r$ , de sorte que la poussée résultante :

$$(S_1 - S_2) (p_r - p_a)$$

se trouve dirigée côté aspiration, puisque  $p_r > p_a$  (fig. 181 bis).

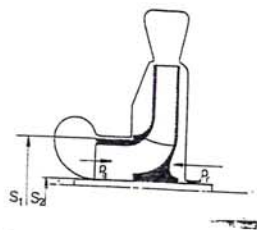


FIG. 181 bis. — Équilibrage de la poussée axiale.

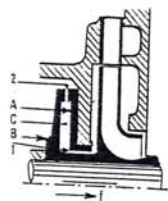


FIG. 181 ter. — Équilibrage d'une pompe multicellulaire.

La solution à apporter à ce problème d'équilibrage est donnée simplement par la réalisation, derrière le flasque de la roue opposé à l'œillard, d'une chambre à l'intérieur de laquelle règne une pression égale à la pression  $p_a$  et qui s'exerce sur une surface sensiblement égale à celle de l'entrée de l'eau dans la roue. A cet effet, des ouvertures sont pratiquées dans le flasque, appelées trous d'équilibrage. Un système de bagues d'étanchéité, visible sur la planche XX, permet de réduire les pertes par fuites. Les trous d'équilibrage permettent ainsi d'obtenir des pressions sensiblement égales sur les deux faces de la roue. L'équilibrage ainsi réalisé est satisfaisant; néanmoins, il est bon de prévoir un palier extrême de butée pour absorber éventuellement une poussée résiduelle.

Dans une pompe multicellulaire, l'équilibrage peut être obtenu par un dispositif aménagé côté refoulement de la dernière roue et comportant deux plateaux (fig. 181 ter), l'un, fixe, A, l'autre, mobile, B, étant calé sur l'arbre et pouvant se déplacer axialement. L'espace C entre les plateaux subit la pression de refoulement grâce à un passage étroit 1 donnant lieu à une fuite qui s'échappe par un autre passage 2 de largeur variable et gagne la face externe du plateau B, face en relation avec la pression d'aspiration. Comme la poussée axiale a tendance à déplacer l'ensemble mobile, donc B, vers l'aspiration (flèche f) et que la différence des pressions de part et d'autre du plateau B s'exerce en sens inverse, l'équilibrage est obtenu.

Rappelons, enfin, que dans les pompes à double entrée symétrique, l'équilibrage est automatiquement réalisé.

## X. — Exemples simples de détermination de pompe

Première application (se reporter au § V).

Soit une pompe destinée à relever un débit de 50 l/s à 30 m de hauteur. Elle est accouplée à un moteur électrique tournant à 1 460 tr/mn. Quel sera le type de pompe à adopter? Dimensions générales.

Valeur de  $n_s$  ( $\rho$  est considéré maximal pour les valeurs Q et H ci-dessus) :

$$n_s = \frac{1\,460 \sqrt{0,050}}{30^{3/4}} = 25$$

soit une pompe du type à écoulement radial à une cellule.

Pour  $n_s = 25$ , on relève, sur le tableau du § V :

$$K_u = 1; \quad K_{q1} = 0,15; \quad K_{q2} = 0,11; \quad \frac{D_0}{D_2} = 0,43; \quad K_v = 0,40$$

Diamètre extérieur, largeur de sortie.

Avec  $\beta_2 = 22^\circ 30'$ .

$$\text{Nombre d'aubages : } \frac{22,30}{3} = 7 \text{ par défaut.}$$

$$D_2 = \frac{84,5 \sqrt{30}}{1\,460} = 0,315 \text{ m}$$



Pratiquement,  $D_2$  serait pris plus grand; on le réduirait, au besoin, par rognage, après essai.

Pour trouver la section de sortie, il sera tenu compte de l'épaisseur des aubes mesurée sur la tangente, soit environ 8 mm par aube.

$$K_{q2} = \frac{V_R}{\sqrt{2gH}} = 0,11$$

$$\text{Mais } V_R = \frac{Q}{\text{section de sortie}} = \frac{0,050}{(0,315\pi - 7 \times 0,008) L_2}$$

$$\text{Donc } 0,11 = \frac{0,050}{(0,315\pi - 7 \times 0,008) L_2 \sqrt{2g \times 30}}$$

$$L_2 = 0,021 \text{ m}$$

Diamètre  $D_0$  à l'aillard — Largeur à l'entrée dans la roue.

Avec  $n_s = 25$ ,  $D_0/D_2 = 0,43$  :

$$D_0 = 0,43 \times 0,315 = 0,136 \text{ m}$$

On prendra  $D_1 = D_0$  étant donné la faible valeur de  $n_s$ .

Admettons, à la bride d'aspiration, un diamètre normalisé de 0,150 m; un convergent 0,150/0,136 dirigera convenablement les filets vers l'entrée.

$$K_{q1} = \frac{V_1}{\sqrt{2gH}} = 0,15$$

$$\text{Mais } V_1 = \frac{Q}{\text{section d'entrée}} = \frac{0,050}{0,136\pi L_1}$$

$$\text{Donc } 0,15 = \frac{0,050}{0,136\pi L_1 \sqrt{2g \times 30}}$$

$$L_1 = 0,032 \text{ m}$$

On trouverait  $\beta_1$  par la relation  $\text{tg } \beta_1 = \frac{V_1}{U_1}$ .

$$V_1 = 0,15 \sqrt{2g \times 30} = 3,65 \text{ m/s}$$

$$U_1 = \frac{\pi D N}{60} = \frac{\pi \times 0,136 \times 1460}{60} = 10,20 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc } \text{tg } \beta_1 = \frac{3,65}{10,20} \quad \text{et} \quad \beta_1 = 20^\circ$$

En supposant un tracé en arc de cercle, l'aubage peut être dessiné facilement.

*Volute.*

L'angle d'entrée sera  $\alpha_3 = \alpha_2$ ; il sera trouvé graphiquement puisque l'on connaît  $\beta_2$ ,  $U_2$  et  $V_R$ ; on trouve  $\alpha_3 = 8^\circ 30'$  (fig. 182).

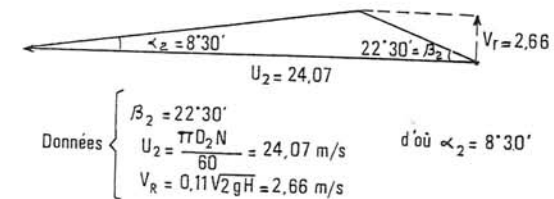


FIG. 182. — Graphique permettant de trouver  $\alpha_2$ .

$$\text{Vitesse moyenne} = 0,40 \sqrt{2g \times 30} = 9,70 \text{ m/s,}$$

$$\text{Section maximale} = \frac{0,050}{9,70} = 5150 \text{ mm}^2 \text{ environ,}$$

d'où une section circulaire de 80 mm de diamètre.

Nous trouverions facilement des sections intermédiaires, le débit croissant proportionnellement à la distance angulaire à partir de la section nulle.

Avec un cône de diffusion de  $6^\circ$ , le divergent, à la suite de la section maximale, pour un diamètre de bride de 0,125 m, devra avoir une longueur de :

$$\frac{0,125 - 0,080}{2 \text{ tg } 3^\circ} = 0,40 \text{ m}$$

Un cône sera nécessaire pour ramener l'eau à une vitesse normale dans la conduite de refoulement.

*Possibilités d'aspiration de la pompe.* — Anticipant sur l'étude de l'aspiration, examinée au § XII ci-après, la hauteur manométrique d'aspiration devrait rester en deçà de (aspiration en dépression) :

$$10 - (1,21 \times 25^{4/3} \times 10^{-3} \times 30) = 7,35 \text{ m}$$



*Remarque.* — La vitesse du moteur d'entraînement était fixée. Lorsque celle-ci est laissée au choix du projeteur, nous avons fait remarquer qu'une vitesse de rotation élevée diminue l'importance de la pompe.

Toutefois, bien souvent, la vitesse sera choisie en fonction des possibilités d'aspiration (§ XII).

### Deuxième application.

Ordinairement, le projeteur n'a pas à calculer la pompe car les constructeurs disposent d'un échantillonnage très étendu de roues permettant de couvrir les besoins courants.

Des graphiques figurent dans les albums de pompes, délimitant des plages d'utilisation qui correspondent aux engins de série. Nous en donnons un exemple planche XXI. Le choix définitif de la pompe résultera de l'examen des courbes caractéristiques du type qui aura été ainsi déterminé.

Pour un type spécial de pompe, dont la ou les roues ne correspondent pas au matériel couramment fabriqué, le constructeur établira, comme nous l'avons vu, une pompe semblable à un type connu par ses performances; c'est ce que nous allons examiner dans l'exemple ci-après.

*Exemple.* — On veut relever un débit de 70 l/s à une hauteur de 60 m à l'aide d'une pompe accouplée directement à un moteur tournant à 1 470 tr/mn.

Le constructeur dispose de roues correspondant à une vitesse spécifique de 42 pour une vitesse de rotation de 950 tr/mn.

Comment satisfera-t-il cette commande si, pour le rendement maximal de la pompe prototype, on a le couple de valeurs suivantes :

$$q = 61 \text{ l/s}; \quad h = 10 \text{ m}$$

Diamètre extérieur de la pompe prototype : 280 mm.

Largeur : 33 mm.

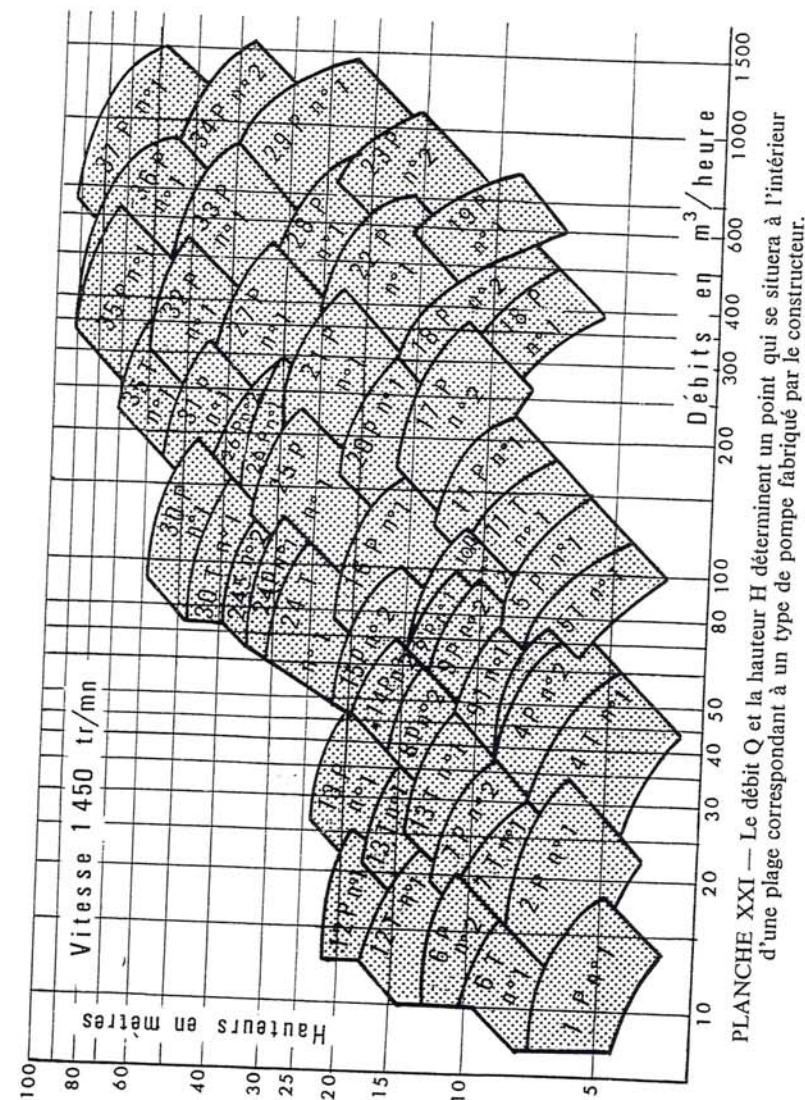
Avec une pompe monocellulaire, on devrait avoir, pour  $\rho$  maximal :

$$n_s = \frac{1\,470 \sqrt{0,07}}{60^{3/4}} = 18 < 42$$

Il faut donc trouver un artifice pour augmenter  $n_s$ .

On peut :

- soit, augmenter le numérateur,
- soit, diminuer le dénominateur.



Mais, augmenter le numérateur revient à augmenter  $Q$ , ce qui n'est pas possible, le débit ayant une valeur fixée par les possibilités du captage.

En conséquence, le dénominateur, c'est-à-dire  $H$ , sera diminué en disposant un nombre convenable de roues en série :

$$\text{avec 2 roues, } n_s = \frac{1\,470 \sqrt{0,07}}{30^{3/4}} = 30 \text{ (pour 1 roue);}$$

$$\text{avec 3 roues, } n_s = \frac{1\,470 \sqrt{0,07}}{20^{3/4}} = 41,5 \text{ (pour 1 roue).}$$

C'est la pompe multicellulaire à 3 roues qui répondra à la question. La valeur de  $n_s$  trouvée est très voisine de 42, correspondant à  $Q$  et  $H$  du rendement maximal de la pompe. La courbe du rendement étant plate au voisinage du maximum, cette disposition à 3 roues conviendra.

Quelles seront les dimensions principales des roues ?

Valeur du coefficient d'homothétie (expressions (40) et (42)) :

$$\frac{D}{d} = \frac{L}{l} = k = \frac{n}{N} \sqrt{\frac{H}{h}} = \frac{950}{1\,470} \sqrt{\frac{20}{10}} = 0,91$$

Dimensions principales :

- Diamètre extérieur  $D = dk = 280 \times 0,91 = 255 \text{ mm}$ .
- Largeur  $L = lk = 33 \times 0,91 = 30 \text{ mm}$ .

### Troisième application.

Une pompe de série débitant dans une conduite donnée peut présenter un point de fonctionnement assez voisin du point désiré; un rognage de la roue apportera la solution permettant une meilleure adaptation.

Soit une pompe monocellulaire qui refoule dans une conduite de caractéristique  $C$  à une hauteur géométrique  $H_g$ .

Le débit à refouler est  $q$ ; le point de fonctionnement devrait donc se situer en  $P$  (fig. 183). Mais la caractéristique  $QH$  donne un point  $P'$  trop éloigné du débit désiré, ce qui pourrait entraîner, nous le verrons, une marche en cavitation de la pompe.

Si l'on désire faire passer  $QH$  par  $P$ , la solution consiste à rogner la roue de la pompe.

Appliquons les relations (53) et (54) qui donnent, la vitesse  $N$  étant la même :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{D^2}{d^2} \quad (56)$$

Le diamètre de la pompe rognée sera  $d$  et devra notamment correspondre au débit  $q$  désiré.

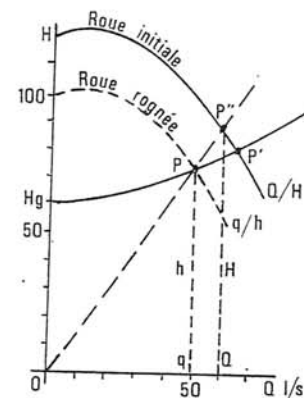
En posant  $d = mD$

$m$  étant le coefficient de rognage, l'expression (56) pourra s'écrire :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H}{h} = \frac{1}{m^2}$$

ce qui signifie que, si  $q$  et  $h$  sont les coordonnées du point  $P$ ,  $Q$  et  $H$  doivent être les coordonnées d'un point situé sur la droite  $OP$  prolongée qui coupe  $QH$  au point  $P''$ . En effet, les triangles semblables  $OPq$  et  $OP''Q$  donnent bien :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H}{h}$$



$$\frac{OP''}{OP} = \frac{Q}{q} = \frac{1}{m^2} = \frac{1}{0,91^2} = 1,2$$

FIG. 183. — Détermination du rognage de la roue.

Il suffit de lire sur le diagramme la valeur de  $Q$ , par exemple ; puisque l'on connaît  $q$ ,  $m$  se déduira immédiatement :

$$m = \sqrt{\frac{q}{Q}}$$

Exemple. — Débit désiré :  $q = 50 \text{ l/s}$ .

La caractéristique  $QH$  coupe  $C$  en un point tel que le débit a pour valeur  $65 \text{ l/s}$ .

La droite  $OP$  coupe  $QH$  au point  $P''$  tel que  $Q = 60 \text{ l/s}$ .

Valeur du coefficient  $m$  de rognage :

$$m = \sqrt{\frac{50}{60}} = 0,91$$

Le pourcentage de rognage sera donc de :

$$1 - 0,91 = 9 \%$$

La nouvelle courbe  $QH$  pourra être facilement tracée par points, puisque  $OP = m^2 \cdot OP''$ .

Dans le cas d'une pompe multicellulaire, le raisonnement serait identique et si  $QH$  est la courbe résultante de la pompe, c'est-à-dire de l'ensemble



des roues, on démontre facilement que le pourcentage de rognage trouvé par la construction ci-dessus est également celui dont doit être affecté chaque roue de la pompe. En effet, si  $r$  est le nombre de roues en série composant la pompe, on a, pour une roue :

$$\frac{Q}{q} = \frac{H/r}{h/r} = \frac{H}{h} = \frac{1}{m^2}$$

## XI. — Accouplement des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont, en principe, prévues pour fonctionner à l'aide d'un accouplement direct avec un moteur électrique.

Dans les groupes horizontaux, pompe et moteur sont généralement montés sur un même bâti rigide, l'accouplement étant réalisé par un manchon boulonné semi-élastique.

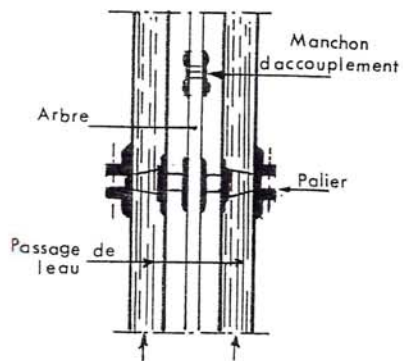


Fig. 184. — Arbre de transmission et refoulement dans le cas d'une pompe verticale.

Dans les groupes verticaux, le moteur est, lui aussi, à axe vertical ; il est posé à la surface du sol, tandis que la pompe est disposée plus bas. La distance entre pompe et moteur peut donc atteindre plusieurs dizaines de mètres. La transmission s'effectue à l'aide d'un arbre vertical de la longueur nécessaire, composé d'éléments manchonnés de courte longueur, le tout étant guidé par des paliers maintenus à l'intérieur d'un tubage (fig. 184).

On construit également, pour les forages, des groupes immergés où pompe et moteur ne font qu'un seul bloc, le tout étant descendu à la profondeur voulue. Le moteur est blindé et un câble protégé descend dans le forage pour assurer la commande.

Citons, également, le cas où pompe et moteur sont séparés, la pompe étant attaquée par une courroie horizontale.

Hormis ce dernier cas, une pompe étant destinée à être accouplée directement à un moteur électrique et ce dernier étant, la plupart du temps, alimenté en courant alternatif, la vitesse de rotation d'une pompe sera

toujours voisine du synchronisme. Or, la vitesse d'un moteur électrique asynchrone s'exprime par la relation :

$$N \text{ tr/mn} = \frac{f}{p} 60$$

où  $f$  est la fréquence, soit 50 hertz en principe, et  $p$  est le nombre de paires de pôles.

Les vitesses de rotation de pompes seront donc voisines de (au glissement près) :

$\frac{3\,000}{p}$	=	3 000 tr/mn pour moteur	2 pôles
1 500	»	»	4 »
1 000	»	»	6 »
750	»	»	8 »
600	»	»	10 »
500	»	»	12 »

Il peut être intercalé, entre moteur et pompe, des appareils tels que des multiplicateurs ou des réducteurs de vitesse dans le cas où pompe et moteur ne tournent pas à la même vitesse.

## XII. — Aspiration des pompes centrifuges

### a) Capacité pratique d'aspiration (aspiration en dépression).

Nous avons appris, en physique, qu'il était impossible de faire monter l'eau dans un tube, dans lequel on a fait le vide, à une hauteur supérieure à celle qui fait équilibre à la pression atmosphérique pour l'altitude considérée.

A l'altitude zéro, cette hauteur est de 10,33 m. A l'altitude  $h$  elle devient :  $10,33 - 0,0012 h$ .

En conséquence, la dépression à créer par rapport à la pression atmosphérique pour faire arriver l'eau jusqu'à la pompe devra toujours être inférieure au vide théorique ; elle comportera la somme des termes suivants :

- 1° hauteur géométrique d'aspiration,
- 2° pertes de charge à l'aspiration,
- 3° éventuellement, tension de vapeur pour la température de l'eau pompée.

Nous avons vu ce qu'il fallait entendre par hauteur géométrique d'aspiration selon le type de pompe, soit à axe horizontal, soit à axe vertical. Les pertes de charge à l'aspiration dépendront du diamètre choisi



pour cette dernière. Il y aura intérêt à réaliser une perte de charge minimale, de sorte que, pour satisfaire cet impératif, le diamètre adopté ne sera pas nécessairement le diamètre économique. De plus, il sera tenu compte des pertes de charge singulières telles que celles résultant de la présence de clapet de pied, coudes, etc...

Quant au troisième terme, il n'intervient pratiquement pas pour le pompage des eaux potables dont la température excède rarement 18 °C. Pour cette température, la tension de vapeur est de l'ordre de 0,20 m, c'est-à-dire négligeable. Si l'on devait pomper des eaux chaudes, il n'en serait pas de même, puisqu'à 75 °C, par exemple, la tension de vapeur serait de l'ordre de 4,00 m <sup>(1)</sup>.

Ces considérations d'ordre physique, lorsqu'elles ne sont pas en accord avec les installations du pompage, peuvent entraîner la cavitation dans la pompe, reconnaissable à un bruit de cailloux brassés ou à des crépitements. Elle s'accompagne de vibrations, d'érosion des aubages et se traduit par une chute brutale des courbes caractéristiques, surtout quand  $n_s < 100$ . Le désamorçage peut survenir si l'on cherche à augmenter le débit. Les risques de cavitation sont d'autant plus grands que  $n_s$  est élevé, que la hauteur d'aspiration, le débit, la température de l'eau, la vitesse de rotation sont importants. Par contre, la cavitation est indépendante de la hauteur d'élévation H; dans les pompes multicellulaires, elle n'affecte que la première cellule.

Aussi, toute pompe centrifuge possède-t-elle une capacité pratique d'aspiration en-deçà de laquelle il y a lieu de se tenir; exprimée en hauteur d'eau en fonction du débit transité, cette capacité se traduit par une courbe affectant la forme d'une parabole, la capacité d'aspiration diminuant quand le débit augmente. La courbe se construit au cours de l'essai en plateforme et n'est valable que pour la vitesse de rotation pour laquelle la pompe a été établie.

#### b) N.P.S.H. <sup>(2)</sup>.

A cette notion de capacité pratique d'aspiration se rattache une notion identique, le N.P.S.H. (« Net positive suction head ») que l'on peut traduire par charge nette d'aspiration, et qui, pratiquement, s'exprime comme suit.

L'utilisateur doit donner au constructeur le N.P.S.H. dont il peut disposer : ce sera, par définition, la valeur de la *pression absolue* mesurée

<sup>(1)</sup> Ce cas peut se présenter pour le pompage des eaux thermales.

<sup>(2)</sup> Le problème d'aspiration des pompes centrifuges par M. Joly (Activités Worthington — 1956 n° 2).

sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe et qui résultera des dispositions qu'il aura arrêtées pour l'aspiration. C'est le N.P.S.H. disponible.

Le constructeur, de son côté, établira une pompe dont il connaîtra les caractéristiques et, notamment, les valeurs du débit pour lesquelles la cavitation apparaît, ce qui se produit lorsque, à l'intérieur de la pompe, la pression absolue de l'eau, qui décroît depuis la bride d'aspiration jusqu'à l'entrée de la turbine, devient inférieure à la tension de vapeur. Il en résulte une courbe qui se construit en plateforme et s'ajoute ainsi aux trois courbes dont nous avons déjà parlé, puisqu'elle est propre à la pompe elle-même. Le N.P.S.H. ainsi connu du constructeur s'appelle N.P.S.H. requis (exprimé également en pression absolue). Il se calcule avec la formule donnée plus loin pour le N.P.S.H. disponible, en admettant que, pour la valeur du débit correspondant à la cavitation relevée au cours de l'essai, le N.P.S.H. requis est égal au N.P.S.H. disponible de l'installation de la pompe en plateforme.

Pour que les conditions d'aspiration définies par l'utilisateur soient toujours satisfaites par l'engin, il faut que le N.P.S.H. disponible soit supérieur de quelques décimètres au N.P.S.H. requis dans toute la plage d'utilisation possible de la pompe. Ainsi, il n'y aura pas à redouter la cavitation, en exploitation.

En résumé, l'Ingénieur devra calculer le N.P.S.H. disponible, c'est-à-dire la valeur de la pression absolue  $\frac{p_1}{\varpi}$  à l'entrée de la pompe.

A cet effet, la relation de BERNOULLI appliquée entre le plan d'aspiration ( $z_0, p_0$ ) et l'entrée de la pompe ( $z_1, p_1$ ) donne, en négligeant les termes en  $\frac{V^2}{2g}$  et si  $J_a$  est la perte de charge à l'aspiration :

$$z_0 + \frac{p_0}{\varpi} = \left( z_1 + \frac{p_1}{\varpi} \right) + J_a$$

ou :

$$\frac{p_1}{\varpi} = \frac{p_0}{\varpi} + (z_0 - z_1) - J_a$$

S'il devait être tenu compte de la tension  $t$  de vapeur s'exerçant à la surface du plan d'aspiration, on aurait :

$$\frac{p_1}{\varpi} = \frac{p_0 - t}{\varpi} + (z_0 - z_1) - J_a$$

Le terme  $(z_0 - z_1)$  est à prendre avec son signe, selon que l'aspiration s'effectue par dépression ou sous pression.



Dans le cas de pompage d'eaux d'alimentation,  $t$  est négligeable et, si l'aspiration s'effectue par dépression, la hauteur géométrique d'aspiration étant  $H_a$ , nous pouvons écrire, en posant  $\frac{p_0}{w} = 10,00$  m d'eau :

$$\text{N.P.S.H. disponible} = 10 - (H_a + J_a) \quad (57)$$

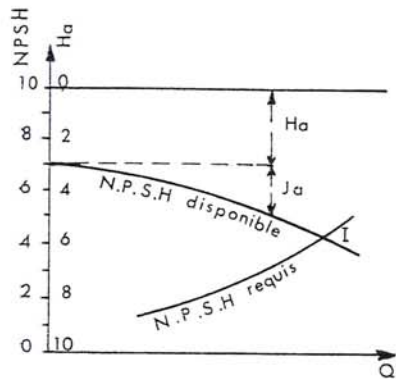


FIG. 185. — Courbes des N.P.S.H.; I marque l'apparition de la cavitation.

Les considérations ci-dessus sont illustrées par la figure 185 où ont été représentées, pour une installation donnée :

— la courbe du N.P.S.H. disponible de l'installation en fonction du débit, courbe descendante, puisque  $J_a$  augmente avec  $Q$ . En effet, l'expression (57) montre que le N.P.S.H. disponible varie comme  $J_a$  pour une valeur de  $H_a$  donnée. Or,  $J_a$  varie en fonction de  $Q$  et l'on sait que la courbe représentative est la caractéristique de la conduite.

En conséquence, la courbe du N.P.S.H. disponible en fonction de  $Q$

s'identifie, pratiquement, à la caractéristique de la conduite d'aspiration rapportée à l'horizontale passant par la valeur de la hauteur géométrique d'aspiration  $H_a$ .

Lorsque l'aspiration est courte, ce qui est souvent le cas, la courbe du N.P.S.H. disponible devient, pratiquement, une droite horizontale passant par la valeur de  $H_a$ ;

— la courbe du N.P.S.H. requis de la pompe, en fonction du débit, courbe montante, la cavitation apparaissant pour des valeurs  $(H_a + J_a)$  d'autant plus faibles que  $Q$  est grand.

Ces deux courbes se coupent en I. Il y aura donc lieu de tenir le point de fonctionnement de la pompe dans le réseau à gauche de la verticale passant par I.

On montre, par ailleurs, que, quelle que soit la vitesse de rotation de la pompe ou pour des pompes de même  $n_s$ , il existe un rapport constant entre le N.P.S.H. requis et la hauteur d'élévation  $H$ . Le rapport :

$$\frac{\text{N.P.S.H. requis}}{H}$$

s'appelle constante de cavitation  $\sigma$  ou constante de THOMA qui varie avec  $n_s$  et dont STEPANOFF donne la loi approximative de variation au point de rendement maximal :

$$\sigma = 1,21 n_s^{4/3} 10^{-3} \text{ (pompe à une entrée)}$$

La cavitation au point de rendement maximal, supposé être le point de fonctionnement de la pompe, n'apparaîtra donc pas si :

$$10 - (H_a + J_a) > 1,21 n_s^{4/3} 10^{-3} H \quad (58)$$

ce qui permet, notamment, de trouver la vitesse de rotation  $N$  souhaitable quand ont été fixées les autres données du pompage :  $H_a$ ,  $J_a$ ,  $Q$  et  $H$  et qui montre que le pouvoir d'aspiration d'une pompe diminue quand  $n_s$  augmente.

La relation (58) permet aussi de trouver la valeur de  $H_a$ , donc de fixer l'altitude de l'axe de l'orifice d'entrée de l'eau dans la pompe.

Pour une aspiration en charge, on remplacerait  $10 - (H_a + J_a)$  par  $10 + (H_a - J_a)$ . Une correction serait à apporter éventuellement pour tenir compte de l'altitude des lieux, dans l'un comme dans l'autre cas.

Nous allons illustrer ces considérations par des exemples.

*Premier exemple.* — On veut élever, à une hauteur manométrique totale de 50 m un débit horaire de  $1\,800 \text{ m}^3$  avec une pompe monocellulaire à simple entrée à axe horizontal. La hauteur d'aspiration est de 1,70 m (aspiration en dépression). Quelle vitesse de rotation devra-t-on adopter pour que la pompe ne cavite pas? Les pertes de charge à l'aspiration seront négligées. Quelle vitesse pourrait-on adopter si l'on avait affaire à une pompe à double entrée? Il est précisé que les valeurs  $Q$  et  $H$  ci-dessus sont aussi celles correspondant au point de rendement maximal.

*Pompe à simple entrée.* —  $Q = 0,500 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H = 50 \text{ m}$ ;

$$n_s = \frac{N \sqrt{0,5}}{50^{3/4}}$$

L'application de l'expression (58) donne :

$$10 - 1,70 > 1,21 \times N^{4/3} \times 0,50^{2/3} \times 10^{-3} \\ N < 1\,065 \text{ tr/mn}$$

Nous adopterons donc un moteur tournant à 950 tr/mn; dans ces conditions, en refaisant les calculs, on trouve que la hauteur possible d'aspiration est de 2,90 m. La pompe ne cavitera donc pas.



*Pompe à double entrée.* — Nous avons vu que la pompe à double entrée permettait d'utiliser, pour le même débit refoulé qu'avec une pompe à simple entrée, un moteur tournant  $\sqrt{2}$  fois plus vite. En conséquence, avec la même hauteur d'aspiration que précédemment, la pompe pourra tourner à une vitesse  $N'$  telle que :

$$N' < 1065 \sqrt{2} \quad \text{ou} \quad N' < 1510 \text{ tr/mn}$$

Nous adopterons un moteur tournant à 1450 tr/mn.

Remarquons, également, qu'avec la pompe à double entrée, tournant à la même vitesse de rotation de 950 tr/mn trouvée ci-dessus pour la pompe à simple entrée, on pourrait améliorer les conditions de l'aspiration si, par exemple, on se trouvait gêné pour l'implantation de la pompe dans l'usine.

En effet, l'expression (58) appliquée à ce cas donne, avec  $N = 950$  tr/mn et  $Q = \frac{0,500}{2} \text{ m}^3/\text{s}$ , la pompe ayant des entrées symétriques :

$$H_a < 10 - 1,21 N^{4/3} Q^{2/3} 10^{-3}$$

$$H_a < 5,55 \text{ m}$$

Nous gagnons donc :  $5,55 - 2,90 = 2,65$  m sur la hauteur d'aspiration, ce qui peut être intéressant dans certains cas.

*Deuxième exemple.* — Le point de fonctionnement d'une pompe monocellulaire à axe horizontal est donné par le couple de valeurs  $Q = 0,300 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H = 47,50$  m, qui sont aussi celles du point de rendement maximal. Trouver la valeur de la vitesse spécifique pour une vitesse de rotation de 980 tr/mn.

A quelle distance du plan d'eau à l'aspiration devra-t-on placer l'axe de la pompe pour qu'elle ne cavite pas? On négligera les pertes de charge à l'aspiration.

$$n_s = \frac{980 \sqrt{0,3}}{47,50^{3/4}} = 29,8$$

L'expression (58) donne :

$$10 - H_a > 1,21 \times 29,8^{4/3} \times 47,50 \times 10^{-3}$$

$$\text{ou} \quad H_a < 4,70 \text{ m}$$

Par mesure de précaution, le plan d'eau sera tenu à 4,00 m de l'axe de la pompe.

#### c) N.P.S.H. d'une pompe multicellulaire.

La N.P.S.H. étant une caractéristique liée à l'aspiration de la pompe, sa représentation, dans le cas d'une pompe multicellulaire, sera donnée

par une courbe unique, quel que soit le nombre d'étages dont est composée la pompe. En effet, nous rappelons que, seule, la première cellule d'un tel engin peut être affectée par le phénomène de cavitation, puisque c'est elle qui est chargée d'aspirer le débit  $Q$  qui sera, ensuite, refoulé dans les autres cellules de la pompe.

#### d) Conclusion.

Un soin tout particulier doit être apporté à l'étude de l'aspiration.

Il y a lieu d'examiner que, dans tous les cas de fonctionnement, la pompe peut débiter sans caviter, notamment quand il s'agit d'une installation neuve et que le point de fonctionnement a été déterminé avec une caractéristique de conduite de refoulement établie à partir d'un coefficient de rugosité  $k$  plus élevé en vue de tenir compte, soit d'une certaine sécurité, soit du comportement réel de l'installation au bout d'un certain temps de service.

Le constructeur doit être informé exactement des caractéristiques de l'installation afin que la pompe convienne parfaitement au cas considéré.

### XIII. — Amorçage des pompes centrifuges

Ces engins ne sont pas construits pour aspirer de l'air. Il faut donc prévoir un dispositif permettant de les amorcer. Or, une conduite d'aspiration peut être vide et ne contenir que de l'air :

- à la première mise en marche,
- après une réparation,
- à l'occasion d'un arrêt prolongé, par suite du mauvais fonctionnement des clapets, ou en raison de la présence d'un peu d'air dans la canalisation.

L'opération d'amorçage consiste donc à extraire cet air pour que l'eau puisse venir prendre sa place.

#### 1° Cas des pompes à axe horizontal.

a) *Amorçage par remplissage.* — Un dispositif simple, mais qui exige une intervention manuelle, consiste à remplir la volute avec de l'eau. A cet effet, un petit entonnoir est prévu sur la volute avec un robinet. La pompe est alors remplie et, par là même, la conduite d'aspiration. Cela exige donc que celle-ci soit munie, à son extrémité, d'un clapet de pied pour éviter que l'eau ne s'écoule. L'air ainsi chassé, la pompe peut être mise en marche. Il va sans dire que ce procédé ne peut être utilisé dans les installations importantes en raison du volume d'eau qui serait nécessaire.



Cette opération de remplissage peut toutefois s'effectuer à partir de l'eau contenue dans la conduite de refoulement. Il suffit de by-passer le clapet, normalement disposé après la pompe; mais, là encore, une intervention manuelle est nécessaire, et le procédé tombe en défaut lorsque la conduite de refoulement est vide (première mise en marche, réparation).

b) **Amorçage sous pression.** — On s'ingénie, dans ce dispositif, à créer, au-dessus de la pompe, une certaine pression à l'aspiration qui maintiendra toujours, même à l'arrêt, la canalisation d'aspiration et la pompe pleines. Il suffit de faire arriver l'eau dans une bêche et de la reprendre, par une courte canalisation, qui sera la canalisation d'aspiration de la pompe, laquelle sera située à un niveau tel que la condition ci-dessus soit satisfaite (fig. 186). La hauteur géométrique d'élévation est donnée par la distance entre le plan d'eau minimal dans la bêche et le point le plus élevé à atteindre.

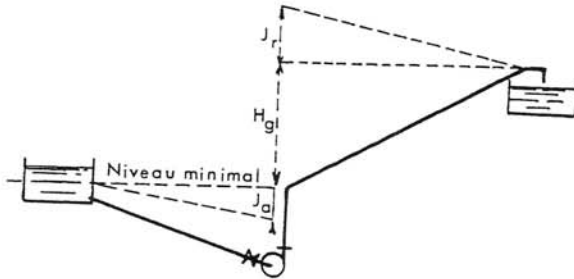


FIG. 186. — Amorçage sous pression.

La hauteur manométrique totale s'obtient en ajoutant à la hauteur géométrique  $H_g$  les pertes de charge de l'aspiration et du refoulement.

Cette disposition peut être réalisée également dans le cas d'une aspiration se raccordant sur une conduite à l'intérieur de laquelle règne une certaine pression. D'une manière générale, ce mode d'amorçage est simple et ne fait appel à aucun appareillage particulier. Il est à conseiller chaque fois qu'il est possible de le réaliser, mais à condition, cependant, qu'il ne conduise pas à installer la pompe à un niveau trop bas tel qu'il nécessiterait des dépenses supplémentaires importantes dans le génie civil de l'usine.

Pour des facilités de démontage de la pompe, il y aura lieu de prévoir la pose d'un robinet-vanne sur la bride d'aspiration.

c) **Amorçage par pompe à vide.** — Ce dispositif consiste à faire le vide dans la canalisation d'aspiration au moyen d'une pompe spéciale, indépendante de la pompe de relèvement de l'eau.

Ces pompes, du type centrifuge, comportent un anneau liquide et sont basées sur le principe suivant (fig. 187).

Une roue excentrée à ailettes peut tourner à l'intérieur d'un corps cylindrique, mis en communication, d'une part, avec la conduite à vider, côté A, et, d'autre part, avec l'air extérieur côté B. Le corps de pompe est rempli partiellement d'eau, celle-ci étant amenée par une tubulure spéciale.

La pompe étant mise en marche, l'eau se trouve projetée vers l'extérieur en formant un anneau liquide excentré par rapport à la roue. En conséquence, les tranches d'air de l'extrémité de la conduite, qui aboutit sur le flasque du corps de pompe par une large ouverture, de forme spéciale, occupent, à un moment donné, des volumes 1, 2, 3 qui deviennent respectivement 2, 3, 4, c'est-à-dire plus grands lorsque la roue tourne de l'intervalle compris entre deux ailettes. D'après la loi de Mariotte, il en résulte donc des pressions absolues de plus en plus petites, ou, ce qui revient au même, des dépressions de plus en plus grandes. L'air de la conduite d'aspiration se trouve ainsi entraîné.

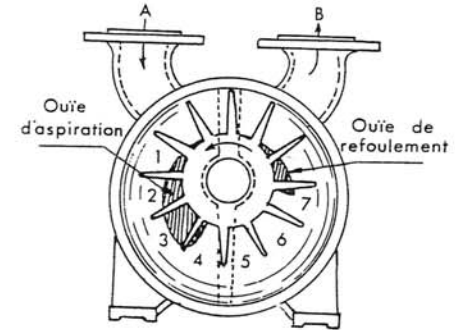


FIG. 187. — Pompe à anneau liquide.

Puis, par suite de l'excentricité de l'anneau liquide, l'air se trouve recomprimé en 5, 6, 7 et évacué à l'extérieur par la sortie disposée sur le même flasque de la roue.

L'anneau d'eau constitue une excellente étanchéité des compartiments de volumes variables, 1, 2, 3, etc..., l'étanchéité sur les autres faces étant constituée par les ailettes, d'une part, et par le moyeu de la roue, d'autre part. Il faut veiller à ce que cette pompe soit constamment alimentée en eau.

L'amorçage par pompe à vide s'applique quelle que soit l'importance de l'installation ainsi qu'à chaque fois que l'on désire entretenir un vide constant sur l'aspiration.

d) **Pompes auto-amorçantes.** — Certains fabricants ont mis au point des pompes auto-amorçantes basées sur le principe ci-dessus, mais dont le rendement est très inférieur à celui d'une pompe normale qui serait amorcée par un autre moyen. Ces pompes, d'ailleurs, sont limitées à de faibles puissances.



## 2° Cas des pompes à axe vertical.

Le problème d'amorçage de ces pompes, lorsqu'elles sont destinées à fonctionner noyées, est beaucoup plus facile à résoudre; il suffit de descendre l'engin : pompe ou groupe moto-pompe immergé à une profondeur suffisante dans le puits ou le forage, de façon qu'à l'arrêt, le niveau statique dans l'ouvrage de captage soit situé au-dessus de la pompe. Ainsi, la pompe est pleine d'eau et toujours amorcée. Elle peut donc démarrer sans aucun artifice.

Quand la pompe doit fonctionner dénoyée, on retombe dans les dispositifs d'amorçage des pompes horizontales.

## XIV. — Montage des pompes centrifuges horizontales

## a) Principe.

Les pompes horizontales accouplées à un moteur électrique, groupe que l'on appelle électro-pompe, ne font ordinairement qu'un seul bloc et sont montées sur un bâti métallique qu'il suffit d'assujettir sur un socle en maçonnerie.

Ce socle en maçonnerie aura des dimensions d'autant plus importantes que le poids à supporter sera grand. Des trous seront réservés pour le scellement des boulons de fixation. Le massif support aura son niveau supérieur à 0,10 m environ au-dessus du carrelage de la salle des pompes. Il ne faut pas oublier qu'en augmentant cette hauteur, et pour une aspiration en dépression, on augmente la hauteur d'aspiration. En fait, la position en altitude de la pompe devra satisfaire à la condition de non-cavitation. Enfin, le calage du groupe devra être effectué avec précision de façon que son axe de rotation soit bien horizontal. Il sera prévu également une évacuation pour les eaux de fuite éventuelle du presse-étoupe de la pompe.

Dans le cas d'une commande de groupe par courroie, il y aura lieu d'utiliser une courroie mince, souple, de 3 à 4 mm d'épaisseur et de largeur inférieure à 10 mm environ à la largeur de la poulie. Les arbres du moteur et de la pompe devront être bien parallèles. Il faudra éviter les courroies croisées et s'arranger pour que le brin tendu soit situé en dessous. Il sera bon de ne pas dépasser un rapport de transmission de 6 à 7. L'écartement des axes des poulies sera égal au moins à trois fois le diamètre de la plus grande (1,50 m au minimum).

## b) Canalisation d'aspiration (cas d'une aspiration en dépression).

Compte tenu des conditions physiques et mécaniques de l'aspiration, la conduite sera la plus courte possible et conçue de façon à relier le plan d'aspiration et l'entrée de la pompe avec la dénivellation minimale.

La conduite sera calculée de manière à créer le minimum de pertes de charge, tout en conservant à l'eau une vitesse convenable. S'il s'agit d'une pompe à 2 entrées symétriques, on veillera particulièrement au tracé de l'aspiration afin qu'il soit le plus simple et le plus direct possibles, pour que les deux ouïes soient alimentées également.

Le profil en long sera établi avec une rampe constante vers la pompe et on évitera absolument toute contrepente. Comme le diamètre de la canalisation est généralement supérieur à celui de l'orifice d'entrée dans la pompe, un convergent à génératrice supérieure subhorizontale sera prévu (fig. 188); en effet, la vitesse à l'entrée dans la roue est comprise entre 2 et 5 m/s, c'est-à-dire supérieure à la vitesse dans la canalisation d'aspiration.

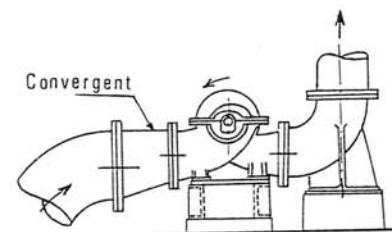


FIG. 188. — Aspiration au droit du raccordement de la pompe.

Il sera utilisé, de préférence, une canalisation en acier à joints soudés qui, pour le tronçon situé en dehors de l'usine, sera disposée dans un caniveau facilement accessible afin de pouvoir, d'une part, déceler plus commodément les rentrées d'air éventuelles pouvant occasionner un désamorçage de la pompe et, d'autre part, éviter les contaminations qui pourraient se manifester, dans ce cas, si la conduite devait se trouver au contact direct du terrain.

L'extrémité de l'aspiration, côté puisage, sera terminée ordinairement par une crépine comportant un clapet de pied. La présence de ce clapet (qui n'est pas indispensable), évite, à l'arrêt du pompage, un retour de l'eau dans le puits au cas d'un mauvais fonctionnement d'un appareil similaire que l'on trouve, plus loin, sur le refoulement. Dans les installations sans clapet de pied, il y a un risque de dévirage de la pompe au moment de l'arrêt du pompage si le clapet sur le refoulement ferme mal.

La crépine sera disposée à 0,50 m au moins en dessous du plan de pompage pour éviter les rentrées d'air.

Un robinet sur l'aspiration est parfois nécessaire lorsque plusieurs pompes aspirent en parallèle sur un même collecteur <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Un réglage du débit au moyen de ce robinet risque d'entraîner une marche en cavitation par augmentation de  $J_a$ .



Il peut être intéressant, parfois, d'installer la conduite d'aspiration sous forme de conduite siphonnante (fig. 189). La hauteur manométrique d'aspiration n'est plus que  $H_a + J_a$  au lieu de  $H'_a + J_a$  avec une installation ne comportant pas cette particularité (fig. 190).

Cette disposition implique nécessairement une installation de vide qui assure l'amorçage du siphon. Une fois cet amorçage réalisé, le siphon fonctionne sous la hauteur géométrique  $H_a$  qui peut être, soit positive, soit négative par rapport au niveau de pompage. Il faut, bien entendu, que  $H'' < 10,00$  m. Le cas peut se présenter pour la conduite d'aspiration de l'eau d'un lac.

Nous donnerons quelques détails sur l'installation, détails qui s'appliqueront aussi bien à une conduite non siphonnante.

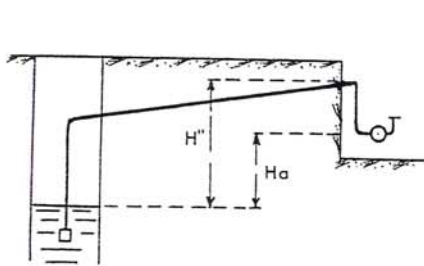


FIG. 189. — Aspiration en forme de siphon.

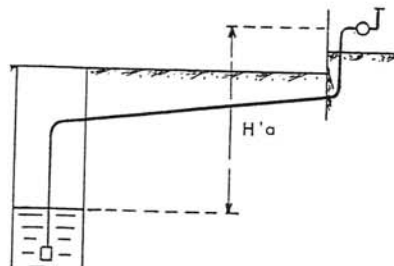


FIG. 190. — Aspiration ordinaire.

Tout d'abord, il y a lieu de rappeler ce qui se passe quand on crée une dépression dans une conduite. Nous savons que l'eau contient de l'air en dissolution. Or, par suite de la dépression, cet air tend à se libérer en d'autant plus grande quantité que la dépression est forte et peut, dans certains cas, provoquer des désamorçages de la pompe si des précautions ne sont pas prises pour l'évacuer. C'est pour cela que l'on impose à la conduite d'aspiration une rampe vers la station afin que cet air puisse se rassembler en un point unique qui sera le point haut. Quand l'aspiration est courte, cet air, en très faible quantité, se trouve évacué au fur et à mesure par la pompe dans le réseau de refoulement, sans précaution spéciale. Quand l'aspiration est longue, on donne à la conduite une rampe d'au moins 0,002 m p.m. Par ailleurs, afin d'assurer un écoulement convenable des bulles d'air, on choisit une vitesse de l'eau de l'ordre de 1 m/s, ce qui permet de calculer le diamètre de l'aspiration.

Que l'aspiration soit longue ou courte, le vide est réalisé à l'occasion de la première mise en marche à l'aide d'une pompe à vide raccordée sur le point haut de l'aspiration, donc installée dans la station même.

Toutefois, pour une longue aspiration, il est nécessaire, en plus, d'entretenir le vide en procédant à l'extraction de l'air dissous libéré par la dépression.

En vue de faciliter l'automatisme de l'installation, la pompe à vide n'est pas raccordée directement sur le point haut de l'aspiration, mais à la partie supérieure d'un petit réservoir, dit de dégazage, qui, lui, sera piqué au point haut <sup>(1)</sup>. Ce réservoir contient de l'eau et de l'air et la surface de séparation des deux fluides doit se situer, d'une part, à un niveau supérieur à tout point de la génératrice supérieure de l'aspiration pour être toujours assuré du remplissage de cette dernière et, d'autre part, au-dessus du niveau de l'axe de la pompe pour satisfaire l'amorçage. Le réservoir est en correspondance avec un tube de niveau qui comporte des électrodes réglables permettant la mise en marche ou l'arrêt automatiques de la pompe à vide selon l'état du vide dans la conduite d'aspiration. C'est ainsi que l'air libéré par la dépression arrive petit à petit, sous forme de fines bulles, dans le réservoir de dégazage, augmente le volume de l'air de ce dernier et fait baisser le niveau de l'eau. A un moment donné, la pompe à vide se mettra en marche sitôt que le niveau aura atteint la cote pour laquelle l'installation aura été réglée. Elle s'arrêtera pour la position haute de réglage. Le volume du réservoir est quelconque (fig. 191). On ménagera, toutefois, un intervalle de 10 mn au moins entre deux démarrages de la pompe. La pompe à vide sera déterminée d'après le temps que l'on s'imposera pour la première mise en route. Il pourra être procédé comme suit.

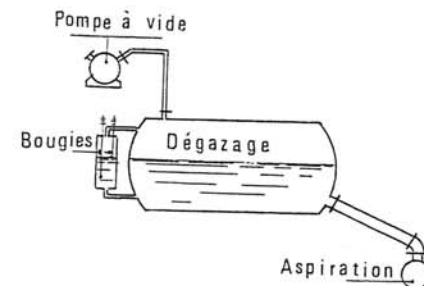


FIG. 191. — Disposition d'entretien automatique du vide (voir aussi fig. 217).

Il s'agit d'extraire, en un temps fixé et jusqu'à l'obtention d'un vide connu, le volume d'air renfermé dans la conduite d'aspiration; c'est une aspiration sous vide variable. Or, les catalogues des fabricants définissent ordinairement le type de pompe à vide d'après la quantité d'air détendu à aspirer pour différentes valeurs du vide à réaliser. Il faut donc calculer ce volume d'air détendu. On peut utiliser à cet effet le tableau ci-après <sup>(2)</sup> qui donne, pour des valeurs du vide exprimées en mètres d'eau, le coefficient par lequel il y a lieu de multiplier le volume de l'aspiration selon

<sup>(1)</sup> Ou à la partie supérieure du corps de pompe sur un bossage prévu à cet effet.

<sup>(2)</sup> Documentation technique pompes S I H I.



l'inclinaison de la conduite (conduite verticale ou oblique, coefficient  $k_1$ ; conduite horizontale ou sub-horizontale, coefficient  $k_2$ ).

Vide en m d'eau	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$k_1$	1	1,04	1,10	1,16	1,24	1,32	1,40	1,52	1,64	1,78	1,96
$k_2$	1	1,10	1,20	1,34	1,50	1,65	1,88	2,12	2,50	3,10	4,40

**Application.** — Conduite d'aspiration  $\varnothing$  0,300 m; longueur : 50 m, dont 10 m de conduite verticale et oblique et 40 m de conduite sub-horizontale. Hauteur géométrique d'aspiration : 4 m. Temps maximal pour le dégazage total : 10 mn.

— Volume de la conduite :

parties verticale et inclinée :  $10 \times 0,07 = 0,7 \text{ m}^3$ ;  
partie sub-horizontale :  $40 \times 0,07 = 2,80 \text{ m}^3$ .

— Volume d'air détendu à aspirer.

Le vide à réaliser étant de 4,00 m d'eau, on aura  $k_1 = 1,24$  et  $k_2 = 1,50$ .

$$\text{Volume} = (1,24 \times 0,70) + (1,50 \times 2,80) = 5,068 \text{ m}^3.$$

Le temps de dégazage total imposé étant de 10 mn, la pompe à vide devra pouvoir extraire au moins :

$$\frac{5,068}{10} = 506 \text{ l/mn}$$

pour un vide correspondant à 4,00 m d'eau.

Il suffira de rechercher, dans le catalogue du fabricant, le type de pompe le plus approchant.

### c) Canalisation de refoulement.

Nous avons vu, par ailleurs, la manière dont celle-ci devait être calculée.

A la sortie de la pompe, la vitesse est ordinairement assez grande; un divergent permettra de la réduire, puis on trouvera, dans l'ordre suivant et dans le sens de l'écoulement : un clapet de retenue, un robinet-vanne (fig. 192). Ces appareils devront trouver place dans la salle des pompes, à la sortie de celles-ci.

Le clapet a pour but d'éviter, à l'arrêt, la vidange de la conduite de refoulement au travers de la pompe en cas de fonctionnement défectueux du clapet de pied-crépine d'aspiration ou en raison de l'absence de cet organe.

C'est la disposition classique adoptée dans les services d'eau. Remarquons, cependant, que la présence du clapet peut s'avérer dangereuse s'il s'agit de très grosses installations et peut entraîner la rupture du matériel. On préfère, dans ce cas, le supprimer et laisser la pompe dévier pendant qu'un automatisme commande la fermeture lente de la vanne.

La fermeture brutale du clapet sur refoulement à l'occasion d'un arrêt inopiné, est à l'origine de phénomènes secondaires de surpression pouvant être dangereux pour la conduite et le matériel si des précautions ne sont pas prises pour y pallier, et qui seront examinées avec l'étude du coup de bélier (page 277 - Nota).

Le robinet-vanne intervient au moment du démarrage et de l'arrêt de la pompe. Effectivement, un démarrage correct doit s'effectuer à vanne fermée. Dans cette position, la courbe de puissance absorbée montre que l'intensité est minimale <sup>(1)</sup>; de cette façon l'appel de courant est donc limité au démarrage. Sitôt atteintes la vitesse normale de rotation du moteur et la pression à vanne fermée de la caractéristique, le robinet est ouvert très lentement afin de charger progressivement le moteur. En procédant ainsi, on atténue la valeur du coup de bélier que provoque toujours la mise en route d'un groupe sur un réseau. Souvent, dans les installations importantes, l'ouverture de la vanne, comme sa fermeture, sont asservies au moteur, de sorte que l'opération s'effectue automatiquement. Quand on veut arrêter le groupe, il est procédé aux mêmes manœuvres : fermeture progressive de la vanne, puis arrêt du moteur : la puissance absorbée est ainsi réduite progressivement et le coup de bélier se trouve très atténué, comme au cours de la manœuvre d'ouverture, par suite de la variation lente de la vitesse de l'eau. Si les dispositions souhaitables indiquées ci-dessus n'étaient pas appliquées et que les groupes soient démarrés à vanne ouverte, il faudrait prévoir les protections électrique et anti-bélier en conséquence (voir note complémentaire page 435).

Le robinet-vanne permet également de faire varier éventuellement le débit refoulé (au détriment du rendement) et, d'autre part, de faciliter le démontage et la réparation du clapet ou de la pompe.

<sup>(1)</sup> Sauf pour les pompes à grand  $n_s$ , où, au contraire, la courbe se relève pour les faibles débits. Ces pompes ne peuvent donc pas démarrer à vanne fermée, à moins de prévoir un moteur et un équipement de démarrage surdimensionnés.

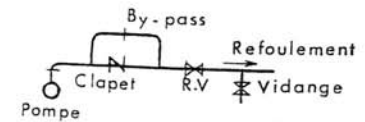


FIG. 192. — Schéma-type de sortie de pompe.



Enfin, il sera bon de prévoir un by-pass au clapet (il existe des clapets by-pass) pour pouvoir, éventuellement, amorcer la pompe en se servant de l'eau contenue dans la conduite de refoulement en cas de défaillance du système d'amorçage installé. Ce by-pass comportera un robinet normalement fermé.

En outre, en vue de vidanger la conduite générale de refoulement, une décharge en aval du robinet-vanne sera prévue.

## XV. — Montage des pompes verticales

Le montage de pompes avec moteur en surface doit être effectué par des spécialistes car la mise en place, notamment, de la ligne d'arbre, nécessite des soins particuliers afin d'obtenir une parfaite rectilignité. Les dispositions mécaniques de la transmission sont ordinairement telles que l'arbre, en tête, comporte une butée à billes qui supporte tout le poids de la colonne d'arbre ainsi que le poids des parties tournantes de la pompe.

Pour une pompe destinée à être noyée dans un puits ou dans un forage, le montage s'effectue comme l'indique la figure 193, la pompe devant être située à quelque distance sous le niveau statique de façon qu'elle puisse toujours être noyée au démarrage. Ainsi la pompe est toujours amorcée.

Une autre condition déterminante, celle-là, fixera sa position. La hauteur d'aspiration devant satisfaire à la capacité d'aspiration pratique de l'engin, et la crépine devant être toujours noyée en pompage, (au moins 0,50 m en dessous du plan d'eau) c'est en fait la position du niveau de pompage qui fixera l'emplacement de la pompe. (Il n'est pas rare, dans les forages, d'avoir des dénivellations de l'ordre de 15,00 m, de sorte qu'en plaçant, par exemple, la pompe à 2,00 m sous le niveau statique, la hauteur d'aspiration serait supérieure à 10,00 m, ce qui ne saurait convenir).

Enfin, n'oublions pas que, plus la pompe sera immergée, plus sera long l'arbre de transmission. Il n'y a donc pas intérêt à immerger une telle pompe plus qu'il n'est nécessaire pour son bon fonctionnement hydraulique.

Ces pompes, nous l'avons vu, sont généralement accouplées à un moteur électrique, lui aussi, à arbre vertical. Elles peuvent également être commandées par un moteur électrique ou Diesel et attaquées par courroie, montage qui ne se rencontre que dans les essais de débit. Dans ce cas, la courroie est demi-croisée et l'ajustage doit être fait selon certaines règles pour éviter que la courroie ne saute; dans ce but, il faut placer les poulies de façon que la courroie les aborde perpendiculairement (fig. 194).

Le montage des groupes immergés est bien plus aisé que le montage des groupes verticaux ci-dessus, puisqu'il n'y a pas de ligne d'arbre à assembler. La pompe ne comporte pas de tuyauterie d'aspiration. Seule, une crépine se situe environ à mi-hauteur du groupe, le moteur étant disposé au-dessous (fig. 195).

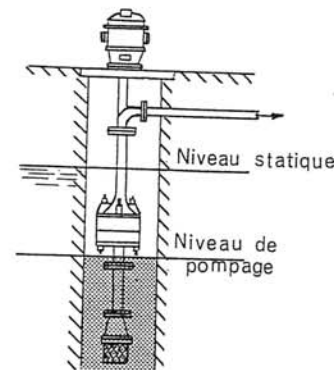


FIG. 193. — Installation de pompe verticale avec moteur au sol.

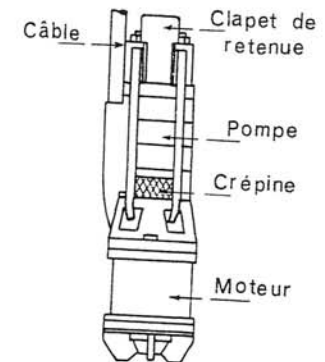


FIG. 195. — Groupe électro pompe immergé.

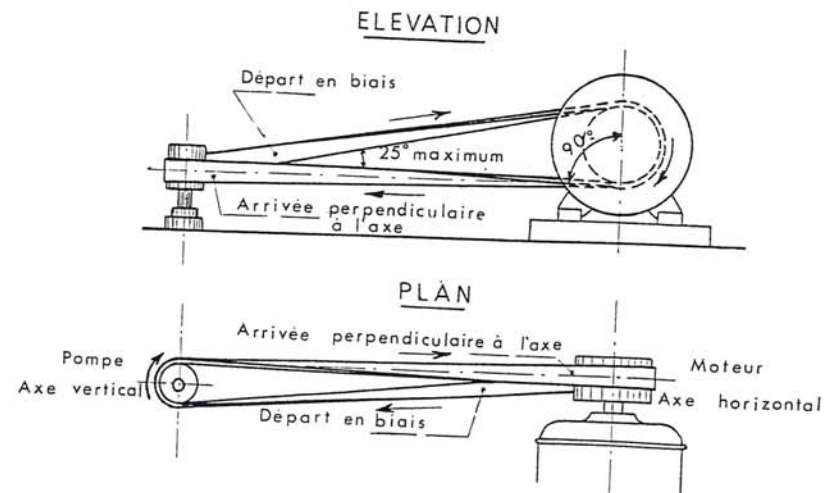


FIG. 194. — Installation avec courroie d'entraînement.

Le rendement de ces groupes est ordinairement inférieur à ceux comportant le moteur en surface, étant entendu que l'on entend par ce rendement celui de la pompe et celui du moteur.



Le montage s'effectue en disposant un nombre suffisant de tuyaux de refoulement pour que l'immersion de la pompe soit complète, même en fonctionnement. Une garde entre la crépine d'aspiration et le plan d'eau de pompage doit être respectée, en accord avec la condition de non cavitation et avec celle permettant d'éviter la formation d'un vortex<sup>(1)</sup>; elle est donnée par le constructeur. En conséquence, là encore, c'est le niveau

de pompage qui conditionnera la mise en place correcte du groupe.

Le câble d'alimentation du moteur est attaché, de place en place, sur les tuyaux de refoulement. L'ensemble est suspendu par des profilés à la tête du puits.

En cas de baisse du plan d'eau, il suffit d'allonger le refoulement de la longueur voulue pour conserver l'immersion. Il est évident qu'en abaissant la pompe, conséquence de l'abaissement du plan d'eau, on augmente la hauteur d'élévation  $H$  et le point de fonctionnement de la pompe se trouve modifié

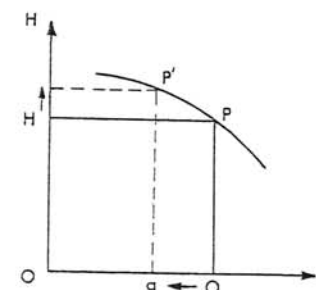


FIG. 196. — Variation du débit en cas de baisse du plan d'eau.

(fig. 196) ; il faut alors examiner la répercussion de cette modification sur le débit en se reportant à la caractéristique (d'où l'intérêt d'avoir une courbe caractéristique  $QH$  plongeante). Si l'abaissement du plan d'eau est trop important, on peut être amené à ajouter, en série, une ou plusieurs roues à la pompe.

Sur la canalisation de refoulement seront disposés les organes classiques : clapet et robinet-vanne.

Remarquons toutefois que, sur les groupes immergés, le clapet fait ordinairement partie du groupe et se trouve logé à la partie supérieure de la pompe. Il n'est donc pas utile d'en disposer un deuxième.

Mais, quand on doit équiper un groupe moteur et pompe séparés, la position du clapet, en aval de la pompe, montre que, dans l'hypothèse où la canalisation d'aspiration se vide lors d'un arrêt du groupe (par suite de l'absence de clapet de pied ou de mauvais fonctionnement de celui-ci), le tronçon en aval du clapet reste plein d'eau et le battant du clapet est appliqué sur son siège sous une pression voisine de la hauteur géométrique  $H_g$ . Quant au tronçon compris entre le clapet et le plan

<sup>(1)</sup> On donne le nom de vortex au mouvement circulaire de l'eau qui se produit, soit naturellement (vortex en spirale lorsque l'eau s'écoule sous faible épaisseur par le fond d'un bassin en cours de vidange), soit éventuellement, à l'occasion d'un pompage, parce que l'immersion de la pompe (groupe immergé, pompe hélice), est insuffisante ou que plusieurs pompes à axe vertical aspirent ensemble dans une même capacité (nous verrons, plus loin, dans ce cas, les moyens pour y remédier). Il peut en résulter un entraînement d'air aux environs de l'axe du vortex et, par là même, des difficultés d'aspiration. L'origine du vortex se situe dans la roue de la pompe (STEPANOFF).

d'eau statique dans le puits, il est occupé par de l'air, que laisse passer le presse-étoupe situé immédiatement sous le socle support du moteur. Pour des raisons de bon fonctionnement, ce presse-étoupe est, en effet, serré modérément et conserve même une légère fuite en vue de limiter l'échauffement et l'usure de l'arbre.

Si des précautions ne sont pas prises, cet air peut être refoulé dans le réseau, au moment du démarrage du groupe. Pour un long refoulement et pour éviter cet inconvénient, on peut prévoir, immédiatement en amont du clapet (fig. 197), un réservoir dans lequel cet air viendra s'emmagasiner.

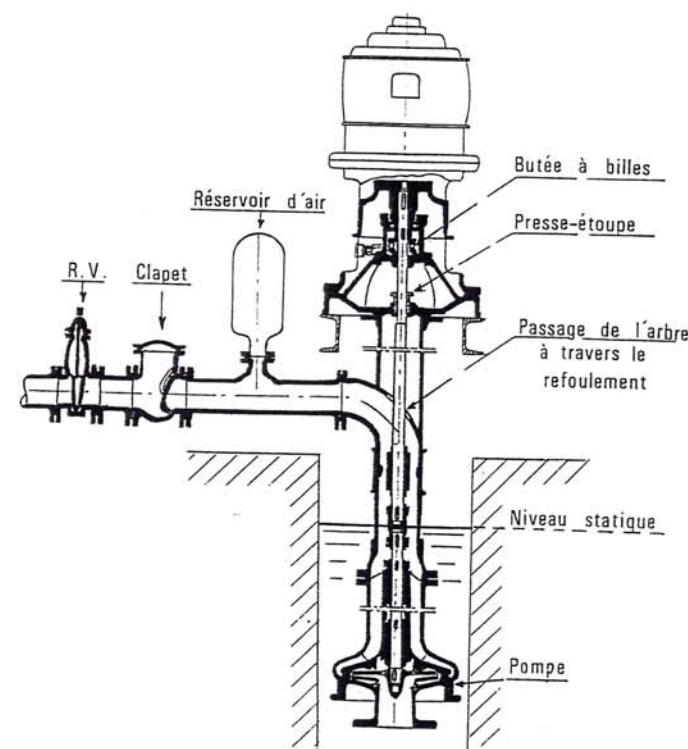


FIG. 197. — Installation-type de pompe verticale avec réservoir d'air au départ.

siner, poussé par la colonne d'eau qui monte, lors du démarrage de la pompe; de cette façon, le battant du clapet ne se lèvera que pour faire passer l'eau. De plus, le freinage de la montée de l'eau qui en résultera amortira le coup de bélier du démarrage.



Afin que l'air ne passe pas au-delà du clapet, il faut que sa pression reste légèrement en deçà de  $H_g$  pour que la résultante des pressions s'exerçant de part et d'autre du battant continue d'appliquer celui-ci sur son siège. Soit  $H'$  la valeur choisie pour la pression de l'air; si  $V$  est le volume occupé par l'air entre le clapet et le plan d'eau statique et si  $v$  est le volume cherché du réservoir, on aura :

$$(V + v) 10 = v (H' + 10)$$

d'où :

$$v = \frac{10 V}{H'}$$

## XVI. — Problèmes divers posés par les pompes

### a) Couplage.

Le couplage des pompes peut s'effectuer :

1° **En série.** — Dans ce cas, le refoulement d'une pompe arrive à l'ouïe d'aspiration de la pompe suivante, et pour un débit donné, la hauteur d'élévation totale est égale à la somme des hauteurs d'élévation de chaque groupe. En effet, tout se passe comme si l'on ajoutait en série les roues de la deuxième pompe à celles de la première; on sait que, dans ce cas, les hauteurs s'ajoutent, le débit restant inchangé.

Pratiquement donc, ce couplage sera utilisé pour refouler un débit sensiblement constant à des hauteurs différentes.

En adduction d'eau, où l'on travaille sous des hauteurs à peu près constantes, ce mode de couplage est assez peu utilisé.

2° **En parallèle.** — Dans ce cas, chaque refoulement individuel aboutit sur un collecteur général commun et, pour une hauteur d'élévation donnée, le débit de l'ensemble est égal à la somme des débits de chaque groupe.

La disposition en parallèle a déjà été examinée à propos des conduites. Il s'agit, ici, d'un problème analogue : les conduites élémentaires de chaque pompe débitent  $q_1, q_2, \dots, q_n$  jusqu'à un point de jonction A très proche, le débit total  $Q$  étant collecté par une conduite unique jusqu'au réservoir. Pour ce débit  $Q$ , la cote piézométrique en A est commune pour toutes les conduites. C'est aussi la cote piézométrique au départ de chaque pompe en négligeant les pertes de charge entre chacune d'elles et A. En conséquence, pour une cote à l'aspiration commune, la hauteur d'élévation sera identique pour chacune des pompes et égale à celle d'un système unique qui débiterait  $Q$ .

Ce couplage sera utilisé pour refouler un débit variable à une hauteur constante. Il est fréquent en adduction d'eau.

Nous examinerons, maintenant, le moyen de déterminer le point de fonctionnement d'un ensemble de pompes débitant en parallèle sur une conduite unique.

Le problème sera traité pour deux pompes; il s'étendrait facilement au cas de plusieurs pompes.

A cet effet, nous reprendrons le principe de la représentation graphique traitée à propos des conduites en parallèle, le raisonnement s'appliquant aux courbes caractéristiques QH des pompes. On négligera, par ailleurs, comme il est dit ci-dessus, les pertes de charge dans les conduites élémentaires de refoulement.

— *Deux pompes identiques* (fig. 198). La courbe I est la courbe QH commune à chacune des pompes. La caractéristique des deux pompes fonctionnant ensemble (courbe II) sera obtenue en doublant à chaque fois, pour une même hauteur, les abscisses à la première courbe.

La courbe C est la caractéristique de la conduite menée à partir de la hauteur géométrique d'élévation. Elle coupe la courbe II en P qui est le point de fonctionnement de l'ensemble ( $Q^T H^T$ ). Chaque pompe fonctionne sous la même hauteur  $H^T$  et avec un débit  $\frac{Q^T}{2}$ . Dans le cas

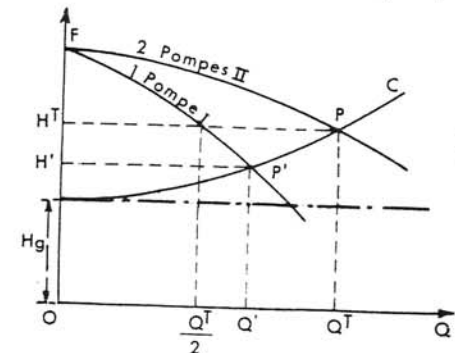


FIG. 198. — Couplage de deux pompes identiques en parallèle.

où une seule pompe débite, son point de fonctionnement est en P' et le débit refoulé est  $Q' > \frac{Q^T}{2}$ .

— *Pompes à caractéristiques inégales, mais avec point à vanne fermée commun* (fig. 199). Le problème est exactement le même que ci-dessus, les abscisses de I + II étant la somme des abscisses de chacune des courbes I et II.

— *Pompes à caractéristiques dissemblables* (fig. 200). Le problème est semblable à condition de bien remarquer que I + II a une partie commune avec II, jusqu'au point de rencontre K de l'horizontale menée par le point à vanne fermée  $F_1$  de I, avec la courbe II.

D'ailleurs, la portion de courbe  $F_2 K$  ne peut être utilisée par la pompe I puisque, dans cette zone, la pompe ne peut pas fournir une pression supé-



rieure à  $F_1$ . Si cette portion de caractéristique I + II devait être entièrement utilisée, la pompe I ne déborderait plus sitôt K atteint. Pratiquement, on s'efforcera de ne grouper que des pompes à QH identiques.

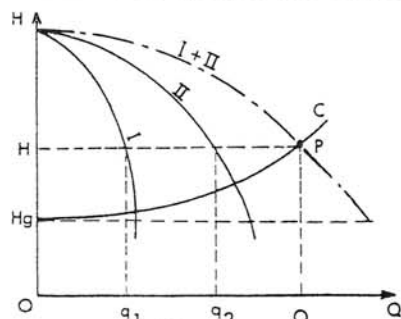


FIG. 199

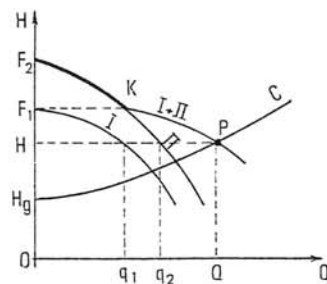


FIG. 200

FIG. 199 et 200. — Couplage de deux pompes différentes en parallèle.

Enfin, lorsque l'on examine un projet de couplage de pompes, il y a lieu d'étudier également les puissances absorbées en tenant compte des rendements obtenus pour le point de fonctionnement considéré.

Dans le cas de la figure 201, par exemple, I et II représentent les caractéristiques de deux pompes destinées à être couplées en parallèle et

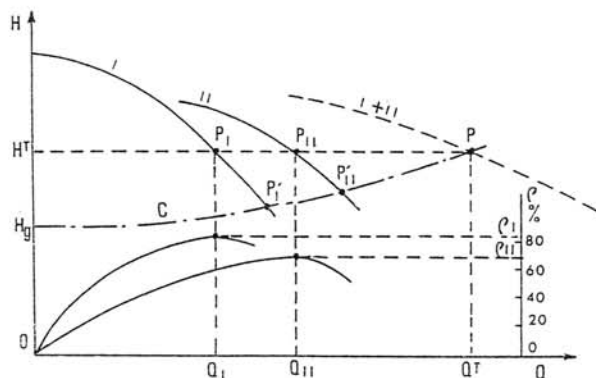


FIG. 201. — Débits, hauteurs et rendements dans un cas général.

C la caractéristique de la conduite dans laquelle ces pompes doivent débiter ensemble; la puissance totale absorbée par les deux engins sera la suivante :

$$P^T = 9,81 H^T \left( \frac{Q_I}{\rho_I} + \frac{Q_{II}}{\rho_{II}} \right)$$

où les valeurs  $H^T$ ,  $Q_I \rho_I$ ,  $Q_{II} \rho_{II}$ , résultent de la construction très simple indiquée sur la figure.

*Remarque.* — Pour qu'une pompe puisse être mise en marche lorsqu'une autre débite, il faut que le point à vanne fermée de la caractéristique QH de la pompe à mettre en service corresponde à une pression supérieure à celle du point de fonctionnement réalisé par la pompe en service. En effet, la mise en parallèle s'effectuant à vanne fermée, il est nécessaire que la pression derrière la lentille du robinet-vanne soit supérieure à la pression dans la canalisation pour que l'eau puisse y être admise. Si le démarrage s'effectue à vanne ouverte, on peut raisonner d'une manière analogue à partir du clapet : pour que le battant se lève, il faut que la pression en provenance du groupe qui démarre soit supérieure à celle qui existe dans le réseau.

Cette remarque met en évidence la difficulté d'une mise en parallèle d'une pompe de caractéristique analogue à celle de la figure 173 si le point à vanne fermée correspond à une pression inférieure à celle réalisée par la pompe en service.

#### b) Incidence de la courbure des caractéristiques.

Nous venons de voir, au paragraphe a) ci-dessus, qu'en couplant en parallèle plusieurs pompes identiques, les débits donnés par chacune d'elles s'ajoutent mais que cette somme reste toujours inférieure à la somme des débits que fournirait chaque pompe débitant isolément sur le réseau. En conséquence, il ne faut pas penser que, par exemple, la capacité de refoulement d'une station sera doublée en ajoutant un groupe identique à celui déjà existant.

En effet, l'allure des caractéristiques des pompes (plate ou plongeante) de même que l'allure de la caractéristique de la conduite de refoulement revêtent une grande importance ainsi que le montrent les deux exemples suivants :

1° *Même caractéristique pour la conduite de refoulement, mais dans un cas, caractéristique plate pour les pompes, et, dans l'autre, caractéristique plongeante.* La pompe I a une caractéristique plate et a le même point P de fonctionnement que la pompe II, de caractéristique plongeante (fig. 202). Supposons deux pompes identiques débitant en parallèle sur une conduite de caractéristique C ; on constate que le débit  $Q''$  obtenu avec la caractéristique plongeante est supérieur à celui  $Q'$  résultant du fonctionnement de deux pompes à caractéristique plate.

2° *Influence des pertes de charge dans la conduite de refoulement.* La figure 203 montre le peu d'intérêt retiré du groupement de pompes en parallèle sur un réseau dans lequel les pertes de charge sont importantes.



Soit I la courbe de la première pompe et II la courbe de deux pompes identiques débitant en parallèle :

- d'une part, sur un réseau de caractéristique  $C_1$ ,
- d'autre part, sur un réseau de caractéristique  $C_2$  présentant des pertes de charge plus importantes.

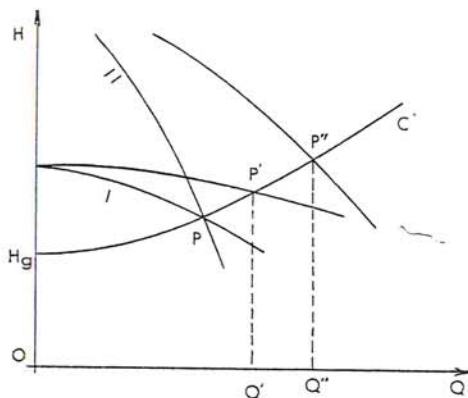


FIG. 202. — Couplage de deux pompes différentes débitant dans une même conduite.

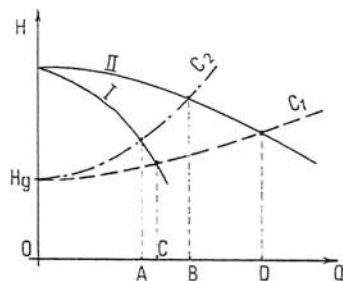


FIG. 203. — Couplage de deux pompes de caractéristiques identiques débitant dans des conduites de caractéristiques différentes.

Le gain de débit dans le réseau  $C_1$  est de  $\frac{CD}{OC}$ , c'est-à-dire bien supérieur au gain dans le réseau  $C_2$  qui n'est que de  $\frac{AB}{OA}$ .

#### c) Couplage des pompes en série.

S'il devait être fait appel à ce mode de couplage pour satisfaire des conditions particulières d'exploitation, l'étude s'effectuerait selon les mêmes principes que ci-dessus, mais en considérant la caractéristique d'ensemble des groupes obtenue en ajoutant, pour un débit donné, les hauteurs correspondantes à chaque caractéristique élémentaire. (fig. 203 bis).

Toutefois, dans ce mode de couplage, il est à remarquer, qu'à la différence avec le couplage en parallèle, le point de fonctionnement de chacune des pompes est obtenu en menant, à partir de P, non pas une horizontale comme dans le couplage en parallèle, mais une verticale qui donne, à la rencontre des courbes QH et  $\rho Q$  de chaque pompe, les valeurs Q, H et  $\rho$  cherchées. On peut obtenir, de ce fait, un gain de débit si l'on refoule selon la même caractéristique de conduite, notamment dans le cas de caractéristiques de pompes QH plates, mais il faut examiner la répercussion sur les rendements et les risques de cavitation de chaque pompe car, comparés au couplage en parallèle, les points

ainsi obtenus se trouvent plus à droite. En particulier, si ce groupement est possible, il y aura lieu de choisir le groupe destiné à puiser dans la capacité d'aspiration parmi ceux dont le point de rencontre de la verticale du point de fonctionnement avec la courbe du N.P.S.H. requis correspondante se situe au-dessous de la courbe unique N.P.S.H. disponible de l'installation.

Si l'on choisit de réaliser un gain de hauteur avec sensiblement le même débit, le couplage en série permettra de l'obtenir avec un rendement du même ordre que celui obtenu avec une pompe seule si la caractéristique du refoulement menée à partir de la hauteur géométrique correspondant à ce gain de hauteur recoupe la résultante des pompes en série non loin de la verticale passant par le débit refoulé par une pompe seule.

Pour terminer, il faut ajouter que, si toute pompe peut être couplée en parallèle sans inconvénient, il n'en est pas de même pour le couplage en série. Dans ce mode de couplage, en effet, il ne faut pas oublier que la pression à l'aspiration correspond à la pression de refoulement de la pompe qui précède. Il en résulte donc des renforcements indispensables du corps de pompe et des garnitures si cette pression est trop importante. Ces conditions particulières de fonctionnement doivent toujours être signalées au constructeur.

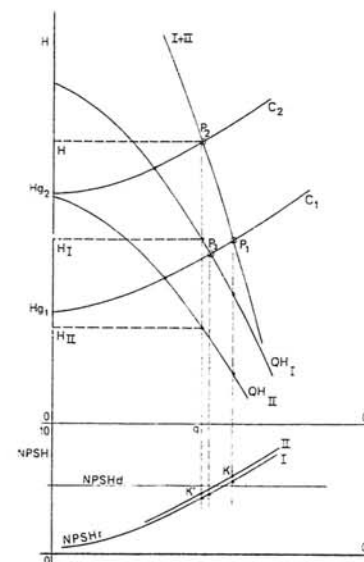


FIG. 203 bis. — Couplage série.

Avec la même hauteur  $H_{G1}$ , le couplage série permet d'obtenir une légère augmentation de débit (point  $P_1$ ). Mais ce point correspond à une cavitation des deux pompes (points K). Avec sensiblement le même débit  $q$  obtenu avec la pompe I (point  $P_3$ ), le couplage série avec la pompe II permet d'élever l'eau à la hauteur géométrique  $H_{G2}$  supérieure (point  $P_2$ ) et sans cavitation (points  $K'$ ).

#### d) Recherche de la réalisation du point de fonctionnement désiré.

Cette recherche est basée sur des considérations d'ordre économique et technique. Les premières permettent de trouver le diamètre de la conduite de refoulement le mieux adapté au débit  $q$  à relever et de mettre en place la caractéristique C de la conduite ainsi que le point P de fonctionnement, à l'intersection de C et de la verticale passant par  $q$ .

Par P devra donc passer la caractéristique QH de la pompe. Or, qu'il s'agisse d'une pompe de série ou d'une pompe spécialement construite, il est rare, dans le premier cas surtout, que QH passe exactement par P.

QH, cependant, devra passer à droite de P; en effet, si QH passait à gauche de P, le débit  $q$  ne pourrait pas être fourni.

En vue d'obtenir ce débit, plusieurs solutions sont possibles.



1° Accepter la courbe QH telle quelle. Le point de fonctionnement P' étant à droite de P, le débit relevé  $q'$  sera plus grand que  $q$  et la durée du pompage sera diminuée. Il faudra examiner, toutefois, qu'il n'y a pas marche possible en cavitation, donc s'assurer que P' reste encore nettement à gauche de la verticale passant par I, rencontre des deux courbes N.P.S.H., la courbe N.P.S.H. requis que donne le constructeur et la courbe N.P.S.H. disponible établie par l'utilisateur en fonction des installations qu'il désire réaliser (fig. 204-a, aspiration en dépression et 204-b, aspiration en charge) <sup>(1)</sup>. Par ailleurs, le rendement donné par le point R' devra rester satisfaisant.

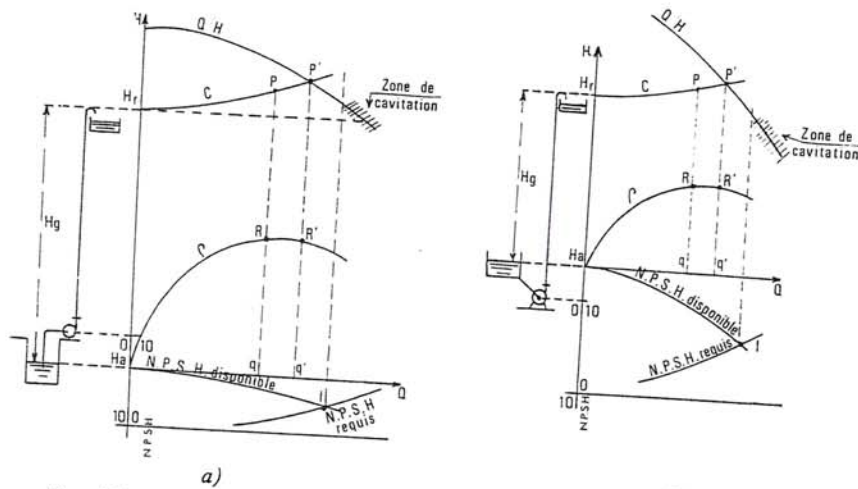


FIG. 204 a et b. — On accepte le point P' (risque de cavitation à vérifier).

2° Accepter la courbe QH et vanner sur le refoulement avec tous les inconvénients déjà signalés (voir page 135). Le point de fonctionnement est alors en P' (fig. 181). On accroît de ce fait la consommation d'énergie comme le montre la figure 205 qui donne les variations de consommation, exprimées en Wh par m<sup>3</sup> d'eau élevé à 1 m de hauteur (voir page 225) en fonction du débit journalier et relevées expérimentalement sur un groupe capable d'un débit de 24 000 m<sup>3</sup>/j à vanne grande ouverte; elles sont rapportées à la hauteur géométrique d'élévation. Pour le point à vanne grande ouverte, la consommation est d'environ 4,1 Wh, ce qui correspond à un rendement de 67 % pour le groupe. Elle est doublée si l'on serre la vanne pour ne laisser passer que 7 600 m<sup>3</sup>/j.

<sup>(1)</sup> Les courbes OH des figures 204-a et b sont rapportées à l'horizontale passant par  $H_a$ . En effet, on a :  $OH_r \pm OH_a = H_r$ .

3° Rogner la roue afin de faire passer QH par P (fig. 206); le rendement de la pompe sera d'autant diminué que le rognage sera important. A cet effet, nous avons reporté sur la même figure 206, pour différentes valeurs

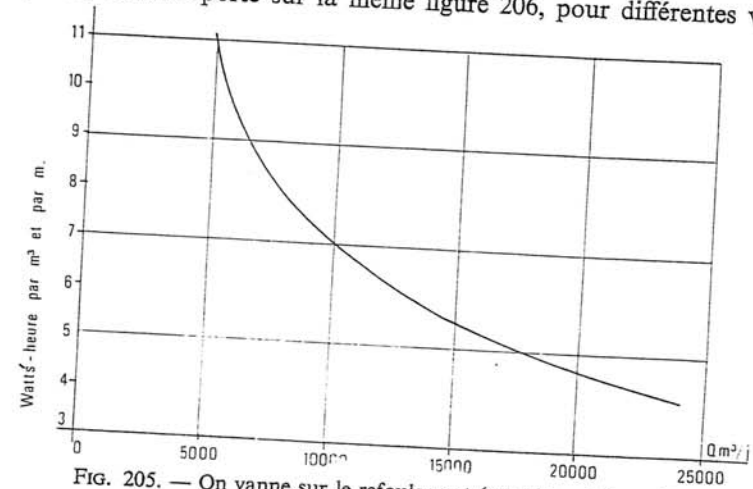


FIG. 205. — On vane sur le refoulement (gaspillage d'énergie).

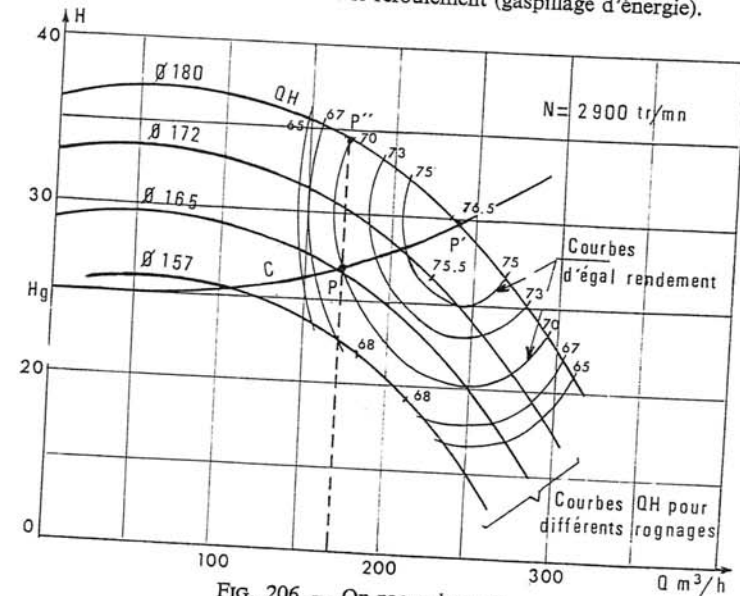


FIG. 206. — On rogne la roue.

du rognage à partir d'une roue initiale de 180 mm de diamètre extérieur, les courbes QH ainsi que les courbes en colline d'égale rendement correspondantes que donne un constructeur pour un type de pompe déterminé.



Si C est la caractéristique du refoulement, l'intersection de cette courbe avec la courbe initiale QH (point P') indique un rendement de 76,5 % environ. Le rognage au diamètre de 165 mm — point P — donnera lieu à un rendement de 70 %, soit une chute de 6,5 points. Mais, par rapport à la solution 2° ci-dessus, la hauteur d'élévation est diminuée de la valeur PP'', qui correspond à un gaspillage d'énergie.

Les trois solutions envisagées ci-dessus se rapportent à l'hypothèse dans laquelle la vitesse de rotation de la pompe reste inchangée, ce qui sera le cas le plus fréquent.

Si l'on avait la possibilité de faire varier cette vitesse, une quatrième solution pourrait être envisagée qui reviendrait à rechercher la vitesse souhaitable pour que QH passe par P.

Reportons-nous, pour cela, à la figure 181 et admettons qu'à 1 450 tr/mn le point de fonctionnement se trouve en P et que l'on recherche la vitesse de façon à faire passer QH par P''.

Nous avons vu (page 134) que les points homologues se trouvent, dans ce cas, sur une parabole d'équation :

$$y = ax^2$$

Le paramètre  $a$  se calcule facilement puisque la parabole passe par P'', de coordonnées, sur la figure,  $h = 36$  et  $q = 0,24$ ; nous trouvons ainsi :

$$a = 625$$

La construction de la parabole  $H = 625 Q^2$  permet de trouver le point de rencontre avec la courbe à 1 450 tr/mn et c'est ainsi que l'on peut lire, en A :

$$Q = 0,30 \quad \text{et} \quad H = 57$$

Nous en déduisons :

$$\frac{0,30}{0,24} = \frac{1\,450}{n}$$

d'où :

$$n = 1\,160 \text{ tr/mn}$$

En définitive, il y aura lieu, dans ces problèmes, d'examiner la solution qui convient le mieux au cas considéré, l'économie générale du projet devant toujours guider l'Ingénieur. Si les captages l'autorisent et s'il n'y a pas d'inconvénient, l'hypothèse indiquée au § 1° est acceptable et est à mettre en parallèle avec celle consistant à effectuer un rognage de la roue. Le vannage sur le refoulement est à proscrire pour une marche normale; il ne peut être toléré que tout à fait exceptionnellement et pour une courte durée. Quant à l'hypothèse de l'adoption d'une vitesse différente de rotation, elle est séduisante, mais elle se heurte aux vitesses fixes de rotation des

moteurs électriques asynchrones, à moins de pouvoir accoupler la pompe à un moteur à vitesse variable ou à un moteur thermique, ou à une turbine. La vitesse variable est à réserver pour les cas où plusieurs points de fonctionnement doivent être satisfaits.

Nous terminerons l'étude de ces considérations en attirant l'attention sur les risques de cavitation pouvant survenir, soit lors du remplissage de la conduite de refoulement, soit à l'occasion de la réduction du nombre de pompes couplées en parallèle.

Des risques de marche en cavitation sont effectivement à redouter, en cours du remplissage du refoulement si le robinet-vanne disposé à la sortie de la pompe est ouvert en grand. En début de remplissage, la pompe refoule sous des hauteurs  $H_p$  progressivement croissantes et inférieures à la hauteur d'élévation finale, puisque la conduite n'est pas pleine; le point de départ de la courbe caractéristique C du refoulement s'élève au fur et à mesure du remplissage et le point de fonctionnement change à chaque instant, tout en restant, bien entendu, toujours sur QH. Les débits risquent donc d'être importants et les points de fonctionnement successifs ont de fortes chances, au début du remplissage, du moins, de se trouver à droite de la verticale passant par I, donc en pleine zone de cavitation.

Pour éviter cet inconvénient, on peut :

1° soit refouler à petit débit en vannant sur le refoulement, de façon à éloigner les points de fonctionnement de la zone critique;

2° soit remplir, au préalable, quand cela est possible, la conduite par sa partie haute, à faible débit également, en vue de faciliter l'évacuation de l'air.

Des risques de cavitation sont également possibles en cas d'arrêt de pompe sur un ensemble fonctionnant en parallèle. La figure 201 montre, en effet, qu'en cas de marche couplée, le point de fonctionnement de chacune des pompes est en P<sub>I</sub> et P<sub>II</sub> mais, qu'à la suite de l'arrêt d'une pompe, le point se déplace vers la droite sur la courbe QH pour se situer à l'intersection de QH et de C. Si ledit point se trouve à droite de la verticale passant par la rencontre de la courbe N.P.S.H. disponible de l'installation et de la courbe N.P.S.H. requis de la pompe restant en service, celle-ci cavitera.

S'il y avait plus de deux pompes et en cas d'arrêt de plusieurs d'entre elles, il y aurait lieu de considérer la position du point de fonctionnement de chacune des pompes restant en service dans cette marche réduite et de rappeler les dits points sur les courbes N.P.S.H. requis correspondantes. Les intersections obtenues devront se situer au-dessous de la courbe unique N.P.S.H. disponible de l'installation.



## XVII. — Essai d'une pompe dans les ateliers du constructeur

Quand il s'agit d'une pompe importante, construite spécialement, ou résultant d'une adaptation d'une pompe de série, il y a lieu de procéder à sa réception dans les ateliers du constructeur pour s'assurer qu'elle répond aux conditions qui ont été imposées.

Cette réception conduit à effectuer le tracé par points des courbes de la pompe.

Nous allons examiner le mode opératoire de l'essai, dans le cas d'une aspiration en dépression.

### a) Installation en vue de l'essai (fig. 207) <sup>(1)</sup>.

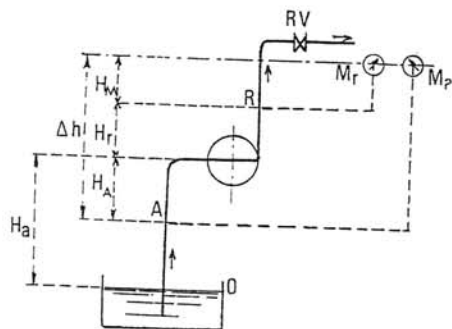


FIG. 207. — Installation type d'essai de pompe en atelier.

La pompe est accouplée à un moteur préalablement étalonné et dont on connaît, notamment, le rendement aux différentes vitesses de rotation.

Elle aspire dans une capacité alimentée de façon à obtenir un niveau d'aspiration constant.

Le refoulement s'effectue de manière à pouvoir lire facilement le débit, c'est-à-dire :

— soit dans un bassin de capacité donnée,

— soit, par retour, en circuit fermé vers la capacité d'aspiration. Dans ce cas, le débit se lit grâce à un venturi disposé sur le circuit.

Les variations du débit s'obtiennent par la manœuvre du robinet vanne RV placé sur le refoulement.

Les puissances absorbées aux bornes du moteur sont mesurées par un wattmètre (ou, mieux, par deux wattmètres selon la méthode couramment utilisée en électricité).

Les pressions sont lues sur deux manomètres :

- l'un  $M_a$ , ayant sa prise en A sur l'aspiration,
- l'autre  $M_r$ , ayant sa prise en R sur le refoulement.

On note de plus :

- le diamètre de l'aspiration,
- le diamètre du refoulement.

<sup>(1)</sup> Essai d'une pompe centrifuge par MM. Nouri et Buraux — Activités Worthington — 1958 n° 11.

### b) Mesures effectuées au cours de l'essai.

Pour tracer les courbes caractéristiques, il faut un minimum de 5 points.

La pompe est mise en marche, la vanne RV étant fermée et dès que la vitesse de régime est atteinte, on peut commencer les lectures.

A chaque relevé, pour une ouverture donnée de RV, on lit :

- le débit (sur le venturi, ou dans le bac),
  - la vitesse de rotation (à l'aide d'un compte-tours, par exemple),
  - la pression à l'aspiration
  - la pression au refoulement
  - la puissance absorbée (lecture des wattmètres).
- (lecture des manomètres),

De plus, on relève la distance  $\Delta h$  entre la prise d'aspiration A et l'axe du manomètre métallique  $M_a$ . Avec un manomètre à mercure,  $\Delta h$  sera mesuré par rapport au plan du mercure contenu dans le réservoir de l'appareil.  $\Delta h$  sera constant dans les deux cas à condition, dans le 2<sup>e</sup> cas, que la section du réservoir soit grande devant celle de la colonne de mercure.

Ces renseignements sont portés sur la feuille de lecture du modèle ci-après.

### c) Mesure de la hauteur totale d'élévation.

La hauteur totale d'élévation H dans les conditions de l'essai et qui servira, avec le débit Q, à tracer la courbe QH de la pompe, se compose des termes suivants (expression (25)) :

— la hauteur géométrique d'élévation  $H_a + H_r$ ,

— les pertes de charge :  $\epsilon_a + \epsilon_r$  liées aux hauteurs  $H_a$  et  $H_r$ ,

— le gain de hauteur dû à la pression  $\frac{p_R - p_0}{\varpi}$ , l'indice 0 se rapportant au plan d'aspiration,

— le gain de hauteur dû à la vitesse :  $\frac{V_R^2 - V_0^2}{2g}$  c'est-à-dire  $\frac{V_R^2}{2g}$  car  $V_0 = 0$ .

$$H = H_a + H_r + \epsilon_a + \epsilon_r + \frac{p_R - p_0}{\varpi} + \frac{V_R^2}{2g} \quad (59)$$

Montrons comment cette expression se relie aux lectures  $L_r$  et  $L_a$  faites sur les deux manomètres.

Appelons  $\Delta h$  la somme des valeurs suivantes :

—  $H_a$ , distance entre l'axe de la pompe et la prise A du manomètre sur l'aspiration,

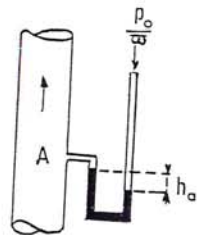


Ø Aspiration : .....

Ø Refoulement : .....

## FEUILLE DE LECTURE

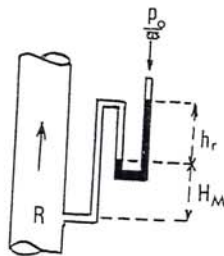
Numé- ro de l'essai	Nom- bre de tr/mn	Aspiration		Refoulement		Hauteur axe mano sur refoule- ment au- dessus prise aspiration $\Delta h$	Débit Q (8)	Puissance absorbée $P_a$ aux bornes moteur $c = \text{constante des wattmètres}$			
		cm de mer- cure $h_a$	m d'eau $L_a = 0,136 h_a$	cm de mer- cure $h_r$	m d'eau $L_r = 0,136 h_r$			$W_1$	$W_2$	$W_1 + W_2$	kW
1	2	3	4	5	6	7		9	10	11	12



$$0,136 h_a + \frac{p_a}{\rho} = \frac{p_0}{\rho}$$

$$L_a = 0,136 h_a = \frac{p_0 - p_a}{\rho}$$

FIG. 208. — Équilibre du manomètre sur l'aspiration.



$$\frac{p_r}{\rho} - H_M = \frac{p_0}{\rho} + 0,136 h_r$$

$$L_r = 0,136 h_r = \frac{p_r - p_0}{\rho} - H_M$$

FIG. 209. — Équilibre du manomètre sur le refoulement.

## ADDITION DES EAUX

—  $H_r$ , distance entre l'axe de la pompe et la prise R du manomètre de refoulement,

—  $H_M$ , distance entre le plan du mercure du réservoir (ou l'axe du manomètre métallique) et la prise R.

Ecrivons l'équilibre du manomètre sur l'aspiration; le tube étant plein d'air, on a, en mètres d'eau (fig. 208) :

$$L_a = \frac{p_0 - p_a}{\rho} \quad (60)$$

De même, l'équilibre du manomètre sur le refoulement donne, le tube de liaison étant plein d'eau (fig. 209) :

$$L_r = \frac{p_r - p_0}{\rho} - H_M \quad (61)$$

Entre le plan d'eau et le point A, BERNOULLI donne :

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2g} - \left( z_A + \frac{p_A}{\rho} + \frac{V_A^2}{2g} \right) = \epsilon'_A$$

( $\epsilon'_A$  = pertes de charge entre 0 — A).

Comme  $V_0 = 0$  et que  $z_A - z_0 = H_a - H_A$  on a :

$$\frac{p_0}{\rho} - H_a + H_A - \frac{p_A}{\rho} - \frac{V_A^2}{2g} = \epsilon'_A$$

d'où :

$$H_a = H_A + \frac{p_0 - p_A}{\rho} - \frac{V_A^2}{2g} - \epsilon'_A$$

ou, d'après (60) :

$$H_a = H_A + L_a - \frac{V_A^2}{2g} - \epsilon'_A \quad (62)$$

Portons (61) et (62) dans l'expression (59) :

$$H = H_A + L_a - \frac{V_A^2}{2g} - \epsilon'_A + H_r + \epsilon_a + \epsilon_r + L_r + H_M + \frac{V_R^2}{2g}$$

Ordonnons :

$$H = L_a + L_r + H_A + H_r + H_M + \epsilon_a + \epsilon_r - \epsilon'_A + \frac{V_R^2 - V_A^2}{2g}$$

Or,  $H_A + H_r + H_M = \Delta h$  et on peut négliger  $\epsilon_a + \epsilon_r - \epsilon'_A$ , il reste :

$$H = L_a + L_r + \Delta h + \frac{V_R^2 - V_A^2}{2g}$$



L'expression  $\frac{V_R^2 - V_A^2}{2g}$  est nulle quand le diamètre de l'aspiration est égal au diamètre de refoulement.

En effet, puisque  $V = \frac{Q}{S}$ ,  $S$  étant la section de la conduite, l'expression n'a de valeur que lorsque les deux sections sont différentes.

#### d) Feuille définitive d'essais.

A partir de la feuille de lecture, la feuille définitive est remplie selon le modèle ci-contre.

Les colonnes de 1 à 8 s'établissent facilement.

La colonne 9 est la reproduction de la dernière colonne de la feuille de lecture.

La colonne 10 résulte de renseignements fournis par le constructeur.

Les colonnes 11 et 12 se complètent sans difficultés et les trois courbes caractéristiques peuvent être facilement établies, savoir :

- courbe  $QH$  : avec les colonnes 7 et 8,
- courbe de rendement : avec les colonnes 8 et 12,
- courbe de la puissance absorbée : avec les colonnes 8 et 11.

Ceci suppose que l'essai a été effectué avec la vitesse de rotation réelle de la pompe; telle qu'elle fonctionnera en service.

Dans le cas où l'usine n'aurait pu effectuer cet essai à la vitesse de rotation pour laquelle la pompe était conçue (différence de fréquence du courant électrique, nombre de pôles différents pour le moteur), on ramènerait les résultats à la vitesse réelle prévue pour la pompe en appliquant les règles données pour les lois de variation (expressions (53), (54) et (55) avec  $D = d$ ).

#### e) Cas d'une aspiration en charge.

Dans le cas d'une aspiration sous pression, le processus de l'essai est identique. Toutefois, par rapport au cas de l'aspiration en dépression, il y a lieu d'apporter les modifications ci-après à la lecture des manomètres.

L'expression (59) devient :

$$H = H_r - H_a + \epsilon_a + \epsilon_r + \frac{p_R - p_0}{\varpi} + \frac{V_R^2}{2g} \quad (59 \text{ bis})$$

L'expression (60) devient, puisque le tube manométrique est plein d'eau, et si  $H_N$  est la distance entre la prise A sur l'aspiration et l'axe du manomètre métallique :

$$L_a = \frac{p_A - p_0}{\varpi} - H_N \quad (60 \text{ bis})$$

Affaire .....

ESSAIS EN PLATE-FORME  
POMPE CENTRIFUGE TYPE .....

Essais du .....

RÉSULTAT D'ESSAIS

Numéro de l'essai	Nombre de tr/mn	Mètres d'eau				Débit $Q$ $m^3/h$	Puissance absorbée $P_a$ au moteur en kW	Rendement du moteur $\rho$	Puissance $P$ sur arbre pompe en kW	Rendement de la pompe $\frac{QH}{367 P}$
		$L_a$	$L_r$	$\Delta h$	$\frac{V_R^2 - V_A^2}{2g}$					
1	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12

RÉSULTATS RAMENÉS A LA VITESSE CONSTANTE

DE : ..... tr/mn

Numéro de l'essai	Débit $m^3/h$	H	Puissance sur arbre pompe	Rendement pompe



L'expression (61) reste sans changement et (62) devient :

$$H_a = H_A + L_a + H_N + \frac{V_A^2}{2g} + \epsilon'_A \quad (62 \text{ bis})$$

Finalement, en portant (61) et (62 bis) dans l'expression (59 bis), on a :

$$H = L_r - L_a + H_r + H_M - H_A - H_N + \frac{V_R^2 - V_A^2}{2g} + \epsilon_a + \epsilon_r - \epsilon'_A$$

Or,  $\Delta h = (H_r + H_M - H_A - H_N)$  est la distance entre axes des deux manomètres. On retrouve donc une expression analogue à celle trouvée pour l'aspiration en dépression à la différence que la correction des lectures des deux manomètres se rapporte à la distance entre axes de ces appareils.

#### f) Cas où l'on essaie l'ensemble du groupe électro-pompe.

Quand l'essai porte sur le groupe pompe et moteur, il est procédé de la même façon et la feuille de lecture ne change pas.

Seul change l'établissement de la feuille définitive.

La colonne 10 est supprimée.

La colonne 11 devient « puissance sur arbre du groupe ».

La colonne 12 devient « rendement du groupe »

On n'apprécie pas, à ce moment, les rendements séparés, mais, seulement, le rendement de l'ensemble.

#### g) Cas d'un groupe électro-pompe immergé.

En raison de la conformation de la pompe, il ne peut être branché de manomètre sur l'aspiration.

La feuille de lecture ne comporte donc pas les colonnes 3 et 4.

D'après la relation (25), et selon la figure 207, on a :

$$H = (z_R - z_0) + \frac{p_R - p_0}{\varpi} + \frac{V_R^2}{2g}$$

en négligeant les pertes de charge entre  $z_R$  et  $z_0$ .

L'équilibre du manomètre sur le refoulement permet d'écrire

$$\frac{p_R - p_0}{\varpi} = L_r + H_M$$

Donc,

$$H = (z_R - z_0) + H_M + L_r + \frac{V_R^2}{2g}$$

Or, en se reportant à la figure 207,  $[(z_R - z_0) + H_M]$  est la hauteur de l'axe du manomètre sur le refoulement au-dessus du plan d'aspiration. En conséquence, cette valeur sera celle de  $\Delta h$  que l'on indiquera dans la colonne (7) de la feuille de lecture.

La feuille définitive est modifiée comme suit :

— la troisième colonne est à supprimer, ainsi que la colonne 10 (on essaie le groupe);

— la sixième colonne devient  $\frac{V_R}{2g}$  puisque l'eau est prise à une vitesse nulle;

— les colonnes 11 et 12 sont à rectifier comme dans le cas précédent puisque l'on essaie le groupe.

#### h) Essai de cavitation.

A l'occasion de l'établissement de la courbe QH, un essai de cavitation sera effectué.

Il consistera à rechercher, pour une hauteur d'aspiration donnée, la valeur du débit Q pour laquelle apparaît la cavitation. En faisant varier cette hauteur d'aspiration, on obtient des valeurs différentes de Q; la courbe du N.P.S.H. en fonction de Q peut donc être établie. Pratiquement, il pourra être opéré comme suit.

On fera varier le N.P.S.H. en introduisant une perte de charge  $\epsilon'_A$  sur l'aspiration grâce à une vanne montée juste en amont de la prise du manomètre  $M_a$ . La construction de la courbe QH pour une position d'ouverture de cette vanne fera apparaître à un moment donné, un brusque affaissement marquant le début de la cavitation. Les valeurs de Q et de  $L_a$  correspondantes seront alors notées. Pour d'autres positions de la vanne, on aurait d'autres valeurs de Q et de  $L_a$ ; on peut ainsi construire la courbe N.P.S.H. cherchée.

D'après la relation (62) la hauteur manométrique d'aspiration  $(H_a + \epsilon'_A)$  sera donnée par la lecture  $L_a$  du manomètre  $M_a$  à laquelle on ajoutera  $(H_A - \frac{V_A^2}{2g})$  et le N.P.S.H. vaudra  $10 - (L_a + H_A - \frac{V_A^2}{2g})$ .

NOTA : 1° D'une manière générale, les lectures  $L_a$  et  $L_r$  faites sur les manomètres ne correspondent pas, en toute rigueur, aux hauteurs manométriques  $(H_a + J_a)$  pour l'aspiration et  $(H_r + J_r)$  pour le refoulement. Outre la correction due à la position de la prise des manomètres, elles en diffèrent par le terme  $\frac{V^2}{2g}$  et la hauteur d'aspiration pratiquement utilisée n'est que  $L_a - \frac{V_A^2}{2g}$ . De même, la hauteur utilisée au refoulement vaut  $L_r + \frac{V_R}{2g}$ . Or, les manomètres n'enregistrent pas le terme  $\frac{V^2}{2g}$  et cette valeur risque d'être grande, sur le refoulement, si la prise du manomètre est faite trop près de la pompe, sur le divergent de sortie, là où la vitesse est importante par suite de la diminution de section. En conséquence, les prises des manomètres seront effectuées, de préférence, sur les parties courantes des canalisations afin de rendre négligeable la valeur de la hauteur due à la vitesse et d'obtenir une lecture convenable de la hauteur d'élévation.

2° Dans les usines, les lectures des hauteurs d'élévation effectuées aux manomètres sont à corriger de la valeur  $\Delta h$  ainsi qu'il a été indiqué aux § ci-dessus.



## LES MOTEURS D'ENTRAÎNEMENT DES POMPES

### I. — Expression de la puissance

La puissance à fournir par le moteur est déterminée d'après la valeur trouvée pour la puissance absorbée par la pompe et pour le point de fonctionnement considéré.

Toutefois, pour prévenir certains imprévus d'exploitation, il sera prudent de majorer la puissance absorbée par la pompe des quantités suivantes :

30 %	pour une puissance absorbée de moins de 4 kW.
20 %	» comprise entre 4 et 20 kW.
10 %	» supérieure à 20 kW.

En effet, une baisse de voltage diminue la puissance du moteur dans le rapport du carré des tensions; un serrage anormal du presse-étoupe de la pompe augmente la puissance absorbée. En vue d'éviter une surcharge du moteur, il y a donc lieu de prendre une marge de sécurité.

Quant à la puissance absorbée par le moteur ou puissance aux bornes s'il s'agit d'un moteur électrique, son expression sera la suivante :

$$P_{\text{moteur}} \text{ (kW)} = \frac{P_{\text{pompe}} \text{ (kW)}}{\rho_{\text{moteur}} \times \rho_{\text{transmission}}}$$

Pratiquement, la puissance du moteur à commander au constructeur sera celle résultant de la puissance absorbée calculée pour la pompe, majorée comme il vient d'être indiqué, ce qui correspond à la puissance utile du moteur. Le constructeur proposera alors un moteur de puissance approchante légèrement supérieure qui tiendra compte du rendement et correspondant à la puissance nominale. Ces puissances sont normalisées. Entre 10 et 250 kW, les puissances normalisées courantes sont les suivantes (norme C 51-110), 10; 11; 15; 18,5; 22; 30; 37; 45; 55; 75; 90; 110; 132; 160; 200; 220 et 250 kW.

### II. — Les moteurs électriques d'entraînement

#### a) Généralités

Ce sont les moteurs les plus utilisés et ceux qui se prêtent le mieux à une commande automatique, ce qui est précieux en exploitation.

Les types de moteurs électriques étant assez nombreux, quels sont ceux qui conviennent le mieux pour l'entraînement des pompes centrifuges?

Nous supposons une alimentation en courant alternatif triphasé et sous une tension de 220-380 volts; ordinairement, cette tension résulte de la transformation d'une tension plus élevée obtenue dans un poste accolé à l'usine.

Les moteurs qui conviennent pour l'entraînement à vitesse constante des pompes centrifuges sont les moteurs asynchrones.

Mais ces moteurs se comportent, au démarrage, comme un transformateur dont le stator serait le primaire et le rotor le secondaire. Ce dernier étant en court-circuit, l'intensité du courant au démarrage risque d'être grande si l'on ne prend pas de précaution. L'appel de courant atteint environ six fois le courant normal; aussi, cette pointe n'est généralement pas admise par l'E.D.F.

Les moteurs asynchrones comprennent les moteurs à simple ou double cage, et les moteurs à bague, c'est-à-dire à rotor bobiné; examinons les modes de démarrage de chacun d'eux.

#### b) Modes de démarrage des moteurs à cage.

En vue de la réduction de l'appel de courant, les moteurs à cage peuvent démarrer par la mise en circuit de résistances ou grâce à une alimentation du stator sous tension réduite. On y parvient comme suit :

— Interposition de résistances statoriques disposées ordinairement dans l'armoire métallique du tableau de commande des moteurs de la station de pompage (fig. 210). L'élimination des résistances s'effectue grâce à des relais chronométriques réglés au préalable.

— Couplage du stator en étoile (chaque phase est sous la tension  $\frac{U}{\sqrt{3}}$ ) et passage, ensuite, au couplage triangle (fig. 211).

— Démarrage sur autotransformateur.

Le démarrage sur résistances statoriques absorbe, à couple de démarrage égal, une intensité supérieure à celle des autres artifices. Mais il présente



l'avantage d'une grande souplesse et d'éviter, par exemple, l'à-coup du passage du couplage étoile au couplage triangle de ce procédé de démarrage.

Le démarrage sur autotransformateur permet d'offrir des caractéristiques plus favorables : il procure, notamment, un couple de démarrage plus élevé, avec une pointe d'intensité plus faible qu'un démarrage sur résistances.

Tous ces procédés de démarrage, qui utilisent une tension réduite, présentent l'inconvénient de réduire le couple de démarrage, lequel est proportionnel au carré de la tension appliquée au stator. Mais il convient parfaitement lorsque le couple résistant est faible, comme c'est le cas en général pour les pompes centrifuges dont le couple, au démarrage est de l'ordre de 10 % du couple maximal.

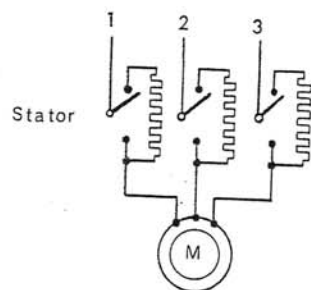


FIG. 210. — Démarrage sur résistances statoriques.

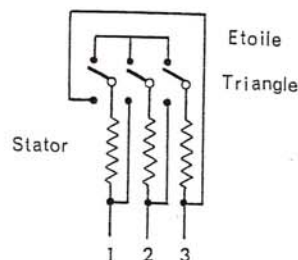


FIG. 211. — Démarrage étoile-triangle.

#### c) Mode de démarrage des moteurs à rotor bobiné.

C'est par l'introduction de résistances rotoriques que de tels moteurs sont démarrés, le stator restant toujours sous pleine tension.

La pointe d'intensité se trouve diminuée par suite de l'augmentation de l'impédance et le couple de démarrage accru par l'introduction de ces résistances.

En effet, la caractéristique mécanique du moteur asynchrone a la forme donnée par la figure 212 et, en augmentant la résistance  $R$  du rotor, la courbe se déplace dans le sens de la flèche en donnant des valeurs de plus en plus grandes pour le couple de démarrage.

Pratiquement, les rotors sont bobinés en étoile et l'extrémité libre de chaque phase est reliée à une bague isolée, montée sur l'arbre. Chaque bague est reliée par un balai à un enroulement d'un rhéostat triphasé (fig. 213). Un dispositif peut relever les balais quand le moteur est lancé, cette disposition, toutefois, n'étant pratiquement plus adoptée. Le rhéostat peut être intégré au tableau de commande du moteur et son fonctionne-

ment peut être rendu automatique. Il peut, aussi, faire partie du moteur lui-même, l'élimination des résistances s'effectuant par des contacteurs centrifuges. Ce sont les moteurs dits à démarreur centrifuge.

Les moteurs à rotor bobiné conviennent pour l'accouplement des pompes centrifuges dont le démarrage peut être ainsi adapté aux besoins de l'installation.

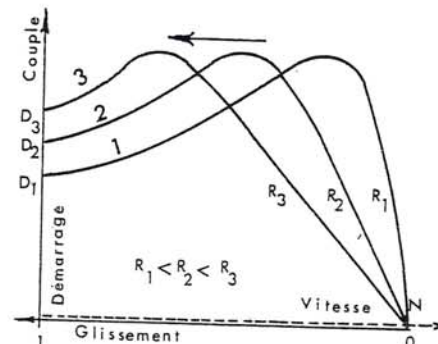


FIG. 212. — Caractéristiques du moteur en fonction de  $R$ .

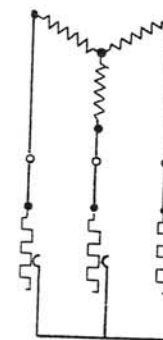


FIG. 213. — Démarrage sur résistances rotoriques.

#### d) Conclusions pratiques sur le choix du moteur.

Il n'existe pas de règle absolue permettant de fixer le choix d'un moteur destiné à entraîner une pompe centrifuge.

Toutefois, le moteur à cage, par sa robustesse, sa simplicité de fonctionnement, ses dispositifs variés de démarrage, l'emporte nettement dans les cas courants sur le moteur à rotor bobiné, plus délicat, par suite de la présence des enroulements du rotor et dont les bagues, avec leurs balais, constituent des sujétions d'exploitation. Cependant, si un couple important devait être fourni au démarrage, le moteur à rotor bobiné serait à envisager.

Le moteur à cage se construit pour toutes les puissances courantes d'utilisation des pompes centrifuges.

En tout état de cause, le mode de démarrage devra être déterminé selon les exigences locales de l'E.D.F. qui fixera, notamment, la valeur de pointe d'appel du courant au moment du démarrage.

#### e) Moteurs de grosse puissance.

Dès que la puissance atteint plusieurs centaines de kW, il est préférable d'avoir recours au courant haute tension (500 ou 5 000 V). En effet, la puissance étant fonction du produit  $UI$ , il y a intérêt, pour limiter l'intensité  $I$ , à prendre pour  $U$  une valeur assez grande.



## f) Moteurs à vitesse variable.

Dans certains cas, les nécessités de l'exploitation obligent à refouler, avec la même pompe, des débits très variables. Nous avons vu que cette condition était réalisable avec un rendement satisfaisant en utilisant des vitesses de rotation de la pompe différentes, sous réserve, toutefois, que les conditions d'aspiration soient satisfaites dans tous les cas.

La vitesse variable des moteurs électriques peut être obtenue :

— soit, à partir du courant continu, soit à partir du courant alternatif redressé; il suffit d'agir sur la tension d'alimentation du moteur. En effet, les moteurs à courant continu se prêtent facilement à des vitesses variables à condition de ne pas dépasser une puissance d'environ 200 kW.

— soit, directement, à partir du courant alternatif <sup>(1)</sup>, grâce à des procédés divers étudiés par les constructeurs.

Les applications de la vitesse variable sont examinées en détail dans une note annexe à la fin de ce volume (page 430).

### III. — Organes de protection et de contrôle des installations, en général

La protection des groupes électro-pompes s'effectuera par des relais magnéto-thermiques qui déclencheront s'il se produit des surcharges trop élevées. D'autres relais protégeront le moteur contre l'inversion de phase, la coupure d'une phase, une tension trop faible, le désamorçage de la pompe, etc...

Des systèmes de verrouillages particuliers pourront être envisagés selon les cas d'espèce, variables selon le mode d'exploitation.

Le contrôle de la bonne marche du groupe s'effectuera en consultant notamment l'ampèremètre qui donne la valeur de l'intensité absorbée, laquelle doit rester constante.

On consultera également :

— le manomètre à vide ou vacuomètre qui peut être monté en amont de la pompe sur un bossage réservé à cet effet (fig. 214);

— le manomètre sur le refoulement, monté en aval de la pompe. Une lecture  $L$  sur cet appareil doit toujours s'accompagner de l'indication de la hauteur  $H$  du centre du manomètre au-dessus de l'axe de la pompe. La pression au refoulement est en effet donnée par la lecture  $L + H$  (fig. 215), pour la position ci-dessus du manomètre d'aspiration;

— l'appareil enregistreur de débit (tant instantané que totalisateur).

<sup>(1)</sup> Les différents procédés de variation de vitesse des moteurs électriques dans l'industrie par M. RIBEAU (documentation E.D.F.).

Dans les installations d'une certaine importance, le contrôle est facilité par la mise en place, à proximité du tableau général de commande de la station, d'un schéma synoptique indiquant, par des voyants lumineux, l'état des installations du point de vue tant hydraulique qu'électrique : marche des pompes avec indication de leur temps de fonctionnement, position des vannes motorisées, etc... Les défauts sont affichés sur un tableau faisant apparaître des voyants lumineux correspondant aux défauts qui se sont manifestés.

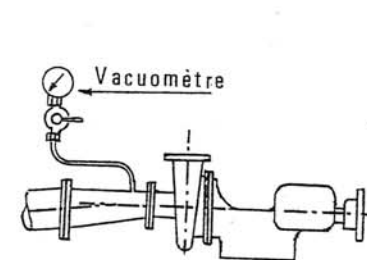


FIG. 214. — Manomètre sur l'aspiration.

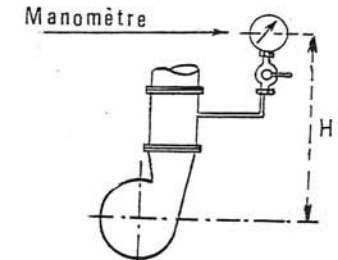


FIG. 215. — Manomètre sur le refoulement.

*Nota.* — Le sens de rotation d'une pompe centrifuge est toujours indiqué par une flèche sur le bâti. Il faut donc s'assurer, à la première mise en marche, que le branchement du moteur permet à l'engin de tourner dans ce sens. S'il s'agit d'un moteur triphasé, et s'il y a lieu d'inverser le sens de rotation, il suffit d'intervertir deux fils d'arrivée.

### IV. — Moteurs Diesel

Ces moteurs ne sont pas d'utilisation courante dans les petites installations car ils se prêtent moins facilement que les moteurs électriques à une marche automatique. Ils trouvent plutôt place dans les installations de pompage de grandes villes où, d'ailleurs, ils ne sont utilisés qu'en secours, dans le cas d'arrêt prolongé sur le réseau électrique.

Remarquons, toutefois, qu'ils permettent des vitesses de rotation variables, ce qui peut rendre service dans certaines exploitations. Le rendement de ces moteurs varie peu entre la charge nominale et la demi-charge.

Ils nécessitent une surveillance plus suivie que les moteurs électriques.

Ces moteurs peuvent être classés comme suit :

— Moteurs lents (150 à 450 tr/mn) généralement à 2 temps dont les puissances atteignent plusieurs milliers de kW.



— Moteurs à vitesse modérée (375 à 750 tr/mn), généralement à 4 temps, dont les puissances s'échelonnent entre 75 et 750 à 1 500 kW.

— Moteurs rapides (1 000 à 1 500 tr/mn), généralement à 4 temps, dont les puissances varient de quelques dizaines de kW à plusieurs centaines.

Etant donné la vitesse de rotation de ces moteurs, il est parfois nécessaire d'interposer entre la pompe et le moteur un multiplicateur (ou un réducteur) de vitesse dont le rendement devra entrer en ligne de compte pour le calcul de la puissance.

Dès que l'on atteint plusieurs centaines de kW, ces moteurs deviennent très lourds et exigent alors des fondations importantes. De plus, ils sont susceptibles d'entraîner des vibrations qu'il importe d'amortir et, en tout état de cause, de ne pas transmettre au plancher de l'usine ou à son ossature. Il est de bonne règle de prendre, en première approximation, comme masse du massif de fondation, 3 à 5 fois la masse du moteur et d'interposer, entre le sol et le massif, une plaque en matériau anti-vibratile.

Les moteurs rapides étant très bruyants et provoquant des vibrations importantes, il semble préférable d'avoir recours aux moteurs à vitesse modérée, de l'ordre de 750 tr/mn.

## V. — Turbine hydraulique

Il peut être intéressant et, en tout cas, économique, d'utiliser l'énergie hydraulique d'une rivière pour actionner une turbine, laquelle, grâce à un système approprié, sera en mesure d'actionner une pompe centrifuge.

De plus, en faisant varier la vitesse de rotation de la turbine, ce qui est très facile, on aura la possibilité de refouler des débits variables avec de bons rendements.

L'étude d'une turbine nécessite de bien connaître le régime de la rivière aux différentes époques de l'année afin de faire ressortir les débits de hautes et basses eaux ainsi que les cotes du plan d'eau en amont et en aval du point où l'on désire établir le barrage nécessaire à l'obtention de la chute sous laquelle devra fonctionner la turbine.

La puissance utile susceptible d'être fournie par la turbine exprimée en kW sera :

$$P = 9,81 QH\rho$$

où :  $Q$  = débit de la rivière en  $m^3/s$

$H$  = hauteur de chute en m

$\rho$  = rendement qui, pour les turbines modernes, est généralement supérieur à 0,80.

Les turbines, comme les pompes centrifuges, sont caractérisées par leur vitesse spécifique  $n_s$ .

Pour le cas qui nous préoccupe, la turbine fonctionnera ordinairement sous une faible hauteur de chute; en conséquence,  $H$  étant petit,  $n_s$  sera grand et l'on tombera dans le type turbine-hélice ou roue Kaplan.

Comme pour les moteurs Diesel, il sera nécessaire de prévoir un multiplicateur (ou un réducteur) entre pompe et turbine et il y aura lieu de tenir compte du rendement de cet organe supplémentaire dans le calcul de la station.

Nous avons donc, en définitive, d'une part, la puissance absorbée par la pompe et nécessaire pour élever le débit  $q$  à la hauteur  $h$  :

$$P_p = 9,81 \frac{qh}{\rho_1} \quad \text{où : } \rho_1 = \text{rendement de la pompe,}$$

et, d'autre part, la puissance susceptible de fournir la turbine fonctionnant avec un débit  $Q$  avec une chute  $H$  :

$$P_t = 9,81 QH\rho_2$$

où :  $\rho$  = rendement de la turbine

$\rho_2$  = rendement du multiplicateur.

La considération de ces expressions permettra d'examiner si  $Q$  et  $H$  sont compatibles avec les conditions de fonctionnement de la pompe et l'on devra avoir, évidemment :  $P_t \geq P_p$

## VI. — La commande des moteurs électriques en liaison avec la marche de l'exploitation

### a) Conditions à réaliser.

Le fonctionnement rationnel et économique d'une pompe dépend de deux niveaux d'eau, soit :

— à l'aspiration, le niveau dans le puits ou dans la bache d'aspiration de l'usine,

— au refoulement, le niveau dans le réservoir d'accumulation.

Il importe de réaliser :

— l'arrêt du pompage lorsque le plan d'aspiration s'abaisse anormalement,



- l'arrêt du pompage quand le réservoir est plein,
- la reprise du pompage dès que les conditions d'aspiration redeviennent normales ou sitôt que le plan d'eau dans le réservoir s'abaisse au-dessous d'un certain niveau.

Pour que ces opérations puissent s'effectuer dans le minimum de temps et avec le minimum de surveillance, il est indispensable qu'elles soient rendues automatiques avec, si possible, un contrôle visuel ou audible en vue d'alerter le personnel d'exploitation dans le cas d'une anomalie de fonctionnement.

Nous examinerons les modes de réalisation de ces liaisons : aspiration-moteur, d'une part, et réservoir-moteur, d'autre part.

#### b) Liaison aspiration-moteur.

Elle peut être réalisée par l'installation, dans la chambre d'aspiration ou dans le puits, d'un flotteur en liaison avec un interrupteur, lui-même raccordé au contacteur du moteur. Ce dispositif doit être réglé afin d'interdire toute marche à vide.

Une marche à vide de la pompe peut également être interdite en utilisant un relais à minimum de puissance basé sur le fait que la puissance absorbée par un moteur diminue quand la pompe se désamorce.

#### c) Liaison moteur-réservoir.

Cette liaison peut être effectuée avec ou sans ligne électrique de commande, encore appelée ligne pilote.

1° **Commande par ligne pilote.** — Dans sa forme la plus simple, un interrupteur à flotteur est disposé à la partie haute du réservoir. Il est relié, par un câble enterré ou sur poteaux, au contacteur du moteur qui enclenche ce dernier pour un niveau d'eau inférieur et le déclenche pour un niveau supérieur (fig. 216).

Si la consommation de l'énergie électrique bénéficie du double tarif, l'interrupteur à flotteur est muni de contacts échelonnés et l'on dispose, sur le circuit, une horloge double-tarif qui permet de n'effectuer, au tarif fort, que le remplissage strictement indispensable du réservoir.

Le câble de liaison peut comporter plusieurs paires de fils pouvant être utilisées, par exemple :

- à la transmission et à l'enregistrement, à la station de pompage, du plan d'eau dans le réservoir; l'interrupteur à flotteur doit alors être conçu en conséquence,

- à la commande du moteur de la vanne d'incendie, vanne-papillon, de préférence, à ouverture plus rapide qu'un robinet-vanne ordinaire,
- au téléphone, après accord avec les P. T. T., ce qui peut offrir une commodité lors du remplissage ou après une réparation.

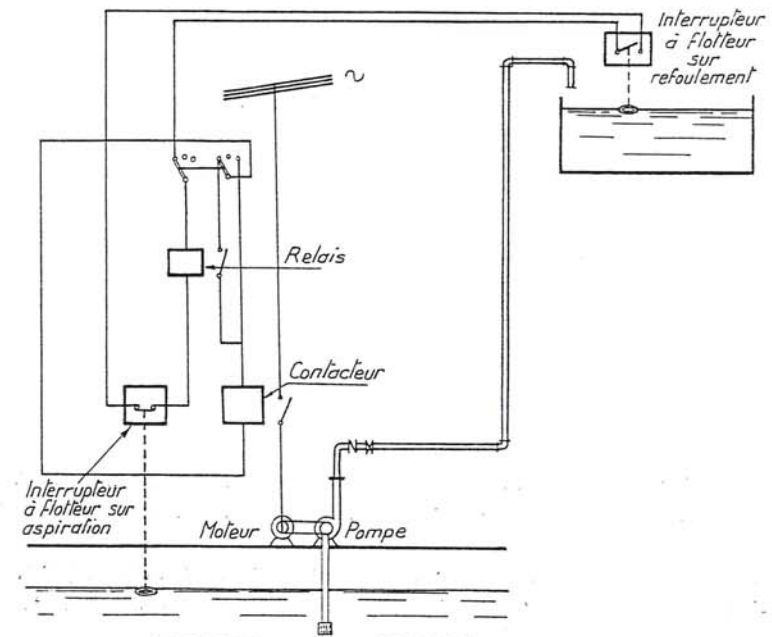


FIG. 216. — Commande par ligne pilote.

Toutes ces transmissions s'effectuent ordinairement sous une tension de sécurité de 24 ou 48 V.

Il peut être fait appel à une autre solution basée sur la conductibilité de l'eau. C'est le système SCHWOB, qui comporte une électrode à chacun des niveaux limites haut et bas du réservoir. Ces électrodes sont reliées à un relais qui n'enclenche que si les deux électrodes sont immergées et qui ne déclenche que si ces électrodes sont hors d'eau (fig. 217).

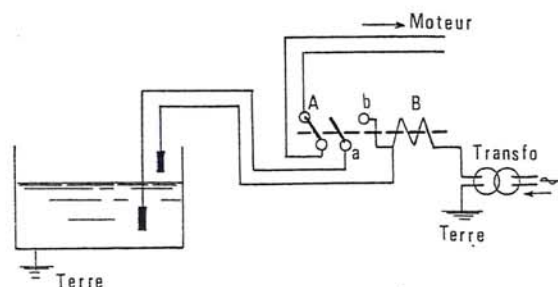
La bobine B n'attire l'armature A du relais que si elle est excitée. Or, cette excitation se produit dans deux cas :

- lorsque l'eau, montant dans le réservoir, vient recouvrir l'électrode supérieure; en effet, à ce moment, le circuit est fermé entre phase et terre et les contacts *a* et *b* vont se trouver reliés;



— lorsque l'eau redescend ensuite et découvre l'électrode supérieure. En effet, du fait de l'introduction de l'électrode inférieure dans le circuit, celui-ci se trouve toujours fermé entre phase et terre.

La bobine ne sera plus excitée lorsque l'eau découvrira l'électrode inférieure; l'armature du relais retombera et *a* et *b* ne seront plus reliés. Ils ne pourront l'être qu'autant que l'électrode supérieure aura été recouverte.



La pompe est en marche  
FIG. 217. — Commande par bougies.

En conséquence, le relais autorisera le démarrage du moteur de la pompe au niveau de l'électrode inférieure et l'arrêt au niveau de l'électrode supérieure.

Ce système nécessite la présence d'une source de courant à proximité du réservoir, ce qui n'est pas le cas pour le système décrit précédemment.

**2° Commande sans ligne pilote.** — Dès que la distance entre station et réservoir devient importante, l'installation d'une ligne pilote devient onéreuse et l'on peut envisager un dispositif qui permet de la supprimer.

On dispose, à l'arrivée de la conduite de refoulement au réservoir, soit un robinet-flotteur (fig. 218), soit un clapet d'un type spécial dont un modèle breveté, dit servo-clapet, est représenté figure 219.

Le fonctionnement du robinet-flotteur se comprend de lui-même en examinant la figure. Il présente l'inconvénient de ne pas être très étanche, la fermeture devenant défectueuse avec le temps. Aussi, préfère-t-on l'utiliser pour l'arrivée d'une adduction gravitaire pour laquelle un passage éventuel d'un filet d'eau au trop-plein n'entraîne pas une dépense d'énergie.

Par contre, le servo-clapet présente une meilleure étanchéité. En se reportant à la figure 219 on voit que lorsque le flotteur en contact avec l'eau du réservoir, monte, il fait pivoter la vanne-papillon, ce qui crée une légère surpression en amont, laquelle est transmise à un piston par l'intermédiaire d'un orifice O et d'un canal C, mettant en communication la

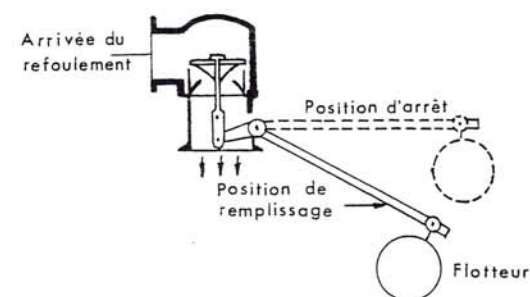


FIG. 218. — Robinet flotteur.

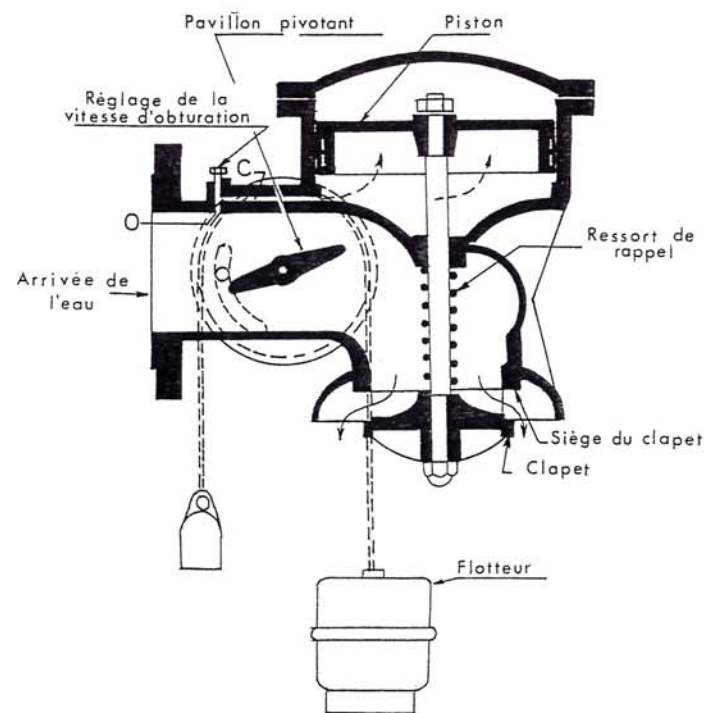


FIG. 219. — Servo-clapet.



pression en amont du papillon avec le piston. Le piston se soulève et vient appliquer la soupape qui lui est solidaire, sur son siège, interrompant ainsi l'écoulement.

L'écoulement étant arrêté, la pompe continuerait de fonctionner si aucun dispositif ne permettait d'arrêter également le moteur. Plusieurs solutions sont alors possibles :

1° L'écoulement étant interrompu, on utilisera ce fait en installant, à la station, un deuxième appareil, appelé relais de débit. Il est constitué par un corps de fonte posé sur le parcours du refoulement et à l'intérieur duquel joue une palette solidaire, extérieurement, de contacts basculants à mercure reliés au contacteur du moteur (fig. 220).

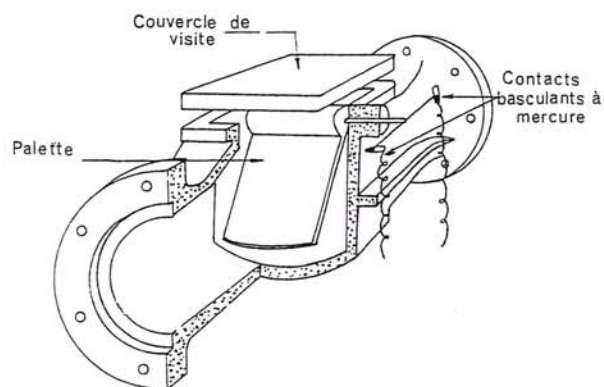


FIG. 220. — Relais de débit.

Quand l'eau passe, la palette est horizontale et les contacts maintiennent le passage du courant électrique dans le moteur. L'eau s'arrêtant de couler, la palette descend, fait basculer les contacts et interrompt le courant : le moteur s'arrête. Il y a donc intérêt d'avoir un bon arrêt de l'écoulement, toute fuite à l'arrivée au réservoir pouvant contrarier la retombée de la palette.

Sitôt le moteur arrêté, le clapet est libéré par un ressort puisque l'eau, cessant d'être refoulée, n'exerce plus sa pression. Toutefois, le moteur ne peut pas repartir seul quand le niveau baisse dans le réservoir.

2° La pompe barbotant dans son eau, le point de fonctionnement correspond au point de débit nul, c'est-à-dire, en nous reportant aux courbes caractéristiques des pompes :

- à une valeur maximale pour la pression,
- à une valeur minimale pour la puissance absorbée.

En conséquence, il suffit, soit d'un relais manométrique qui permet l'arrêt quand la pression maximale est atteinte, soit d'un relais à minimum de puissance dont le fonctionnement conduit au même résultat.

Enfin, le système servo-clapet relais de débit décrit ci-dessus peut être remplacé par un dispositif analogue constitué par un robinet flotteur installé au réservoir et un manostat différentiel en liaison avec un diaphragme, installé à l'aval de la pompe, sur le refoulement. Dès que le débit tombe en dessous d'une certaine valeur, le manostat différentiel déclenche le moteur (fig. 221).

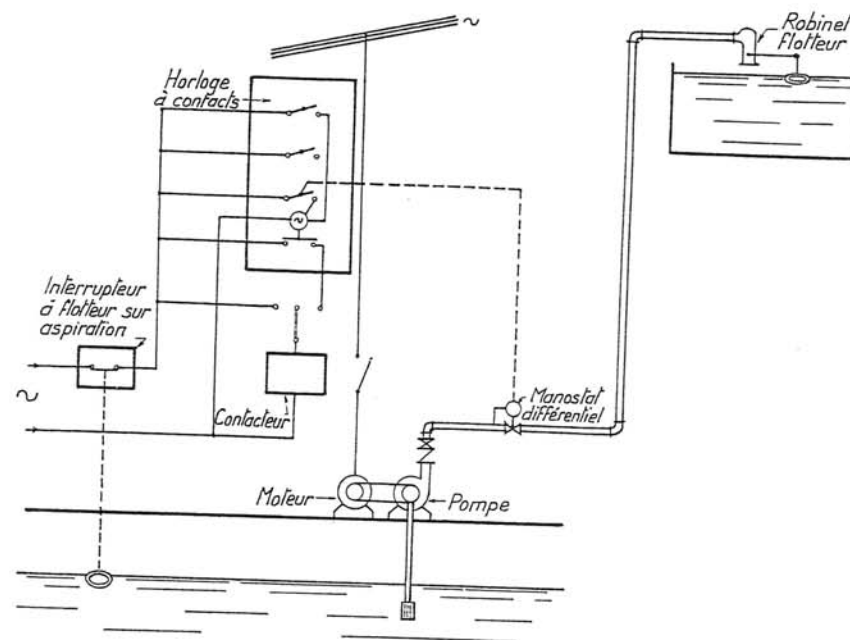


FIG. 221. — Commande sans ligne pilote.

3° **Avantages et inconvénients des deux systèmes.** — La ligne pilote est incontestablement la solution la plus simple et la plus sûre, qui est à préconiser dès que l'installation est tant soit peu importante. Elle permet de réaliser la transmission des niveaux à distance et de renseigner à tout moment le personnel d'exploitation, qui peut ainsi adapter, au mieux, l'adduction à la consommation par la mise en marche du nombre de groupes appropriés.



Si l'installation est automatique, elle autorisera en même temps la marche ou l'arrêt des groupes en fonction de la hauteur du plan d'eau dans le réservoir.

Elle présente le seul inconvénient de grever le prix de l'installation si elle doit être posée sur une grande longueur.

La liaison sans ligne pilote peut rendre service dans les installations peu importantes où l'on peut s'accommoder d'un non-redémarrage de la pompe après un arrêt. A ce moment, il peut être adjoint à l'installation une horloge à contacts qui assurera le démarrage selon le réglage qui aura été effectué.

Signalons, pour terminer, que les systèmes décrits ci-dessus correspondent à ce qui est ordinairement réalisé dans les installations classiques.

D'autres procédés par commande sans câble tels que :

— envoi d'impulsions électriques à fréquence musicale sur le réseau électrique,

— utilisation d'une transmission radio, peuvent parfois être utilisés dans certains cas particuliers.

## VII. — Automatisation des installations en général

L'automatisation des installations d'un service d'eau est évidemment fort souhaitable. Elle ne peut, cependant, assurer une sécurité totale, car des défaillances du matériel sont toujours possibles, ce qui exige, parfois, de doubler la signalisation ou la commande par un dispositif différent, tout au moins pour les transmissions essentielles, afin d'accroître la garantie de bon fonctionnement. L'automatisation complète est difficile à mettre au point pour un service d'eau où, notamment, dans le cas de la station de traitement, par exemple, de multiples éléments variables peuvent, à tout moment, entrer en jeu et dont il y a lieu de tenir compte pour assurer la constance de la qualité de l'eau à distribuer. De grands progrès ont, néanmoins été réalisés et, pour de plus amples détails, le lecteur pourra se reporter à la note complémentaire (page 426) décrivant l'appareillage dont on dispose à l'heure actuelle dans ce domaine.

En tout état de cause, si l'automatisation permet une réduction du personnel d'exploitation, ce qui constitue un sérieux avantage, elle ne dispense en aucune façon d'un contrôle permanent par un personnel hautement qualifié. De surcroît, une commande manuelle doit obligatoirement être intégrée dans le dispositif d'automatisation et les installations devront nécessairement être visitées et entretenues par des firmes spécialisées.

### CHAPITRE PREMIER

## CONSIDÉRATIONS SUR L'EMPLACEMENT DE L'USINE

### 1. — Cas du captage de source

#### a) Le point d'eau est proche du réservoir.

Dans ce cas, la solution est simple : l'usine doit se situer à proximité du point d'eau (fig. 222). Rappelons, qu'en aucun cas, l'aspiration sera directement raccordée sur la source elle-même, mais sur l'ouvrage de tête ou un bassin en liaison gravitaire avec lui.

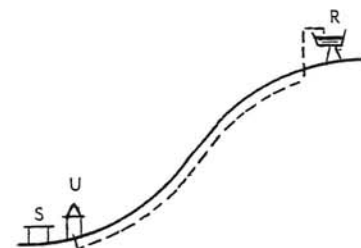


FIG. 222. — La source est près du réservoir.

#### b) Le point d'eau est éloigné du réservoir.

Dans ce cas, la topographie des lieux nécessitera une étude particulière afin de trouver l'emplacement le plus rationnel et le plus économique.

La situation du réservoir sera commandée par des considérations que nous examinerons plus loin.

Quant à la conduite de refoulement, nous avons vu que son tracé comportait certains impératifs et que, notamment, on avait intérêt à réduire sa longueur.

Mais une énergie hydraulique, donc bon marché, peut parfois commander l'emplacement de l'usine. Par exemple (fig. 223), si le point d'eau est une source d'affleurement S et que le réservoir soit situé en R, on peut imaginer une usine hydraulique en U à laquelle l'eau serait amenée par gravité, puis refoulée en R.

S'il n'est pas possible d'installer une turbine, on pourra utiliser la charge disponible jusqu'en U' où sera installée une usine électrique.



On obtient ainsi : une adduction gravitaire  $SU'$ , un refoulement  $U'R$  et le profil piézométrique est  $SU'MR$  (fig. 224).

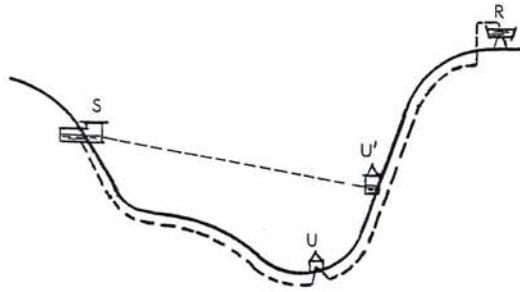


FIG. 223. — Une vallée sépare la source du réservoir.

Si les deux canalisations présentent le même diamètre,  $SU'$  est parallèle à  $MR$ .

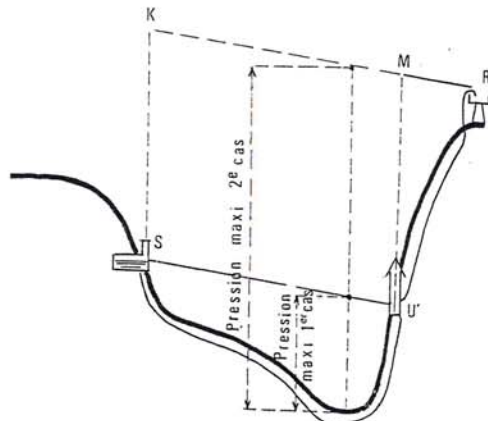


FIG. 224. — Il sera préférable de prévoir l'usine en  $U'$ .

Il y aura peut-être intérêt, à augmenter le diamètre de  $SU'$ , afin de diminuer la hauteur  $U'M$  d'élévation de la pompe.

Il est possible, également, d'installer directement l'usine en  $S$  si les conditions d'accès sont commodées et si l'on dispose de l'énergie nécessaire. Dans cette hypothèse, et pour un diamètre de conduite identique au dispositif précédent (cas des deux conduites  $SU'$  et  $U'R$  de même diamètre), la ligne piézométrique est  $KR$  avec

$KR$  parallèle à  $SU'$ . En conséquence, du point de vue hauteur d'élévation, les valeurs sont identiques :  $SK = U'M$  que l'usine soit installée en  $S$  ou en  $U'$ . Mais les pressions au sol sur le tronçon  $SU'$  seront bien supérieures à la valeur qu'elles avaient dans l'hypothèse précédente et le profil du refoulement sera moins satisfaisant.

Aussi, chaque fois que cela sera possible, il sera préférable de résoudre le problème par l'installation de l'usine entre  $S$  et  $R$ .

## II. — Cas d'un captage par puits

### a) Cas d'un puits unique.

Le bâtiment d'usine sera édifié directement au-dessus de l'ouvrage et comportera aussi bien l'abri du groupe élévatoire que les locaux nécessaires éventuellement à la transformation du courant électrique.

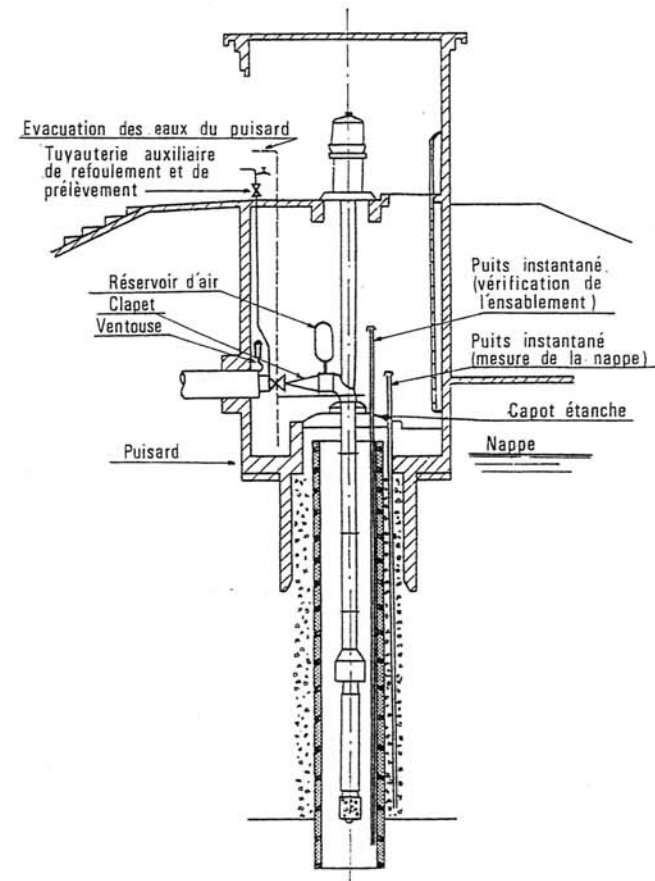


FIG. 225. — Coupe-type d'une installation de pompage sur puits.

Signalons, toutefois que, jusqu'à une puissance de 100 KVA, il peut être installé un transformateur extérieur sur poteau, de sorte qu'il suffit de prévoir, dans ce cas, accolée à l'abri du groupe, une petite salle de livraison du courant abritant notamment le tableau de comptage de l'EDF.



Le groupe sera, bien souvent, du type à axe vertical. Ce sera, d'ailleurs, la seule solution si le niveau de la nappe déprimée par le pompage s'établit à une cote trop basse pour installer un groupe à axe horizontal.

Toutes dispositions devront être prises en vue d'éviter les pollutions et, dans ce but, le puits sera obturé par un capot étanche (fig. 225), tout en ménageant un passage pour une entrée d'air.

Un dispositif pour prise d'échantillons sera aménagé.

Si la canalisation de refoulement comporte un point haut au départ, une ventouse devra être prévue.

### b) Cas de plusieurs puits groupés dans un champ captant.

Deux dispositions peuvent être envisagées.

**1<sup>re</sup> disposition.** — Un groupe électro-pompe vertical sera, comme dans le cas d'un puits unique, disposé au-dessus de chaque puits, constituant ainsi autant de petites usines élémentaires qui devront refouler le débit qu'elles assureront jusqu'au réservoir de l'agglomération.

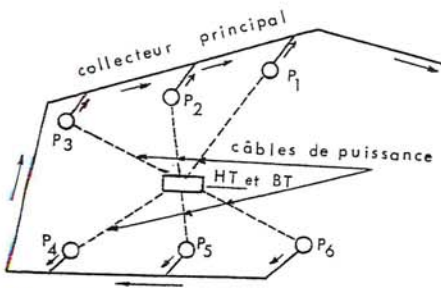


FIG. 226. — Plan type d'une installation de pompes individuelles.

de façon à équilibrer au mieux les câbles en vue de réduire au minimum leurs sections, compte tenu des chutes de tension admissibles.

Chaque pompe refoule alors dans un collecteur général débitant vers le réservoir (fig. 226).

Cette disposition reste la seule valable lorsque la différence de niveau entre le plan de pompage et le sol est importante et, en tout état de cause, supérieure à 6,00 m environ.

Le problème de pompage peut devenir assez complexe quand les puits sont nombreux et refoulent dans des canalisations de diamètres et de longueurs différents. Il s'apparente toutefois à ce que nous avons déjà dit à propos du couplage des pompes en parallèle, puisque c'est bien de cela qu'il s'agit présentement. Mais, étant donné que les puits sont reliés

Dans ce cas, le bâtiment au-dessus de chaque puits pourra ne comporter que le seul abri pour le groupe, les parties H.T. et B.T. pouvant être incluses dans un bâtiment unique avec tableau de commande et de contrôle donnant les indications de fonctionnement de chacun des groupes.

Ce bâtiment unique devra se situer sensiblement au centre de gravité de l'ensemble des puits,

par des canalisations de longueurs non négligeables, il y a lieu de tenir compte des caractéristiques de ces conduites. Nous allons voir, sur un exemple, que ce problème se résout d'une manière assez simple et élégante par le recours à la solution graphique.

Soit donc (fig. 227) trois puits  $P_1$ ,  $P_2$  et  $P_3$  dont les niveaux statiques sont :

(64,00) pour  $P_1$  et  $P_2$

(67,00) pour  $P_3$

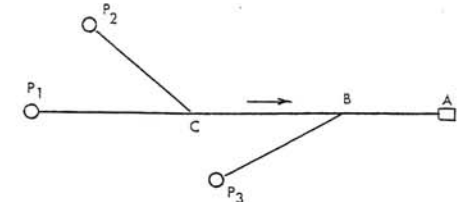


FIG. 227. — Schéma correspondant à l'exemple proposé.

On donne, également, les courbes  $Q\Delta$  pour chaque puits.

Les pompes équipant chaque puits refoulent par l'intermédiaire de conduites de diamètres et de longueurs différents dans un réservoir dont le plan d'eau est à la cote (80,00).

On demande quel sera le point de fonctionnement de chacune des pompes, sachant que  $P_1$ ,  $P_2$  et  $P_3$  sont équipés de pompes ayant des caractéristiques QH différentes.

Ces caractéristiques, ainsi que les courbes  $Q\Delta$  ont été tracées sur la figure 228. Toutefois, s'agissant de puits, donc d'ouvrages à plan d'eau

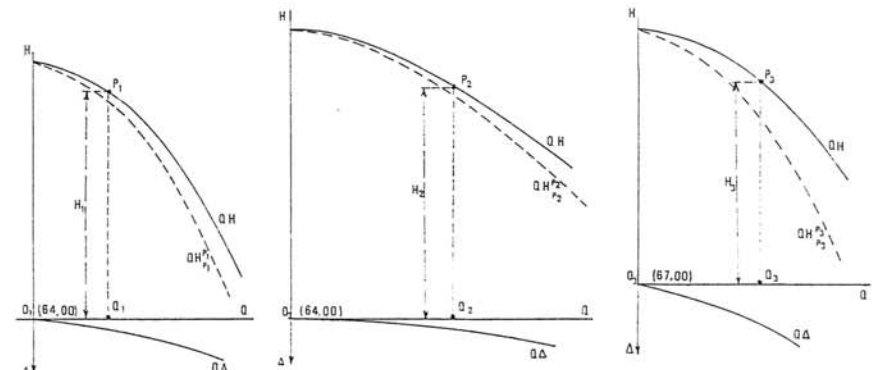


FIG. 228. — Caractéristiques QH et  $Q\Delta$  se rapportant aux pompes et aux puits envisagés.

variable avec le débit refoulé, une première construction consistera à ramener les courbes QH de chaque pompe à chacune des courbes  $Q\Delta$  correspondantes en diminuant de chaque courbe les ordonnées de  $Q\Delta$ . Nous



en avons vu la justification page 131. On obtient ainsi les courbes que nous avons appelées :

$$(QH)_{P_1}^{P_1} ; (QH)_{P_2}^{P_2} ; (QH)_{P_3}^{P_3}$$

Ce sont ces courbes qui ont été tracées sur la figure 229 en prenant garde de les rapporter aux origines  $O_1, O_2, O_3$  correspondantes.

De plus, les caractéristiques des conduites  $P_1C, P_2C, P_3B, BC$  et  $AB$  que l'on a appelées  $J_{P_1C}, J_{AB}$ , etc..., ont été tracées.

La construction s'effectue en considérant les dégradations successives de l'énergie de l'eau au fur et à mesure qu'elle chemine vers le réservoir et en appliquant les règles données concernant les conduites en série et en parallèle. A l'extrémité, il devra rester une charge suffisante pour que le débit désiré puisse atteindre la cote (80,00). Le tracé sera alors repris en sens inverse à partir de cette cote d'arrivée de l'eau pour trouver la solution.

D'après ces principes, le tracé s'effectue comme suit :

— Pour un tronçon tel que  $P_1C$ , la courbe  $(QH)$  de la pompe équipant le puits  $P_1$ , soit  $(QH)_{P_1}^{P_1}$ , devient, à l'extrémité  $C$ ,  $(QH)_C^{P_1}$ , après avoir diminué de la caractéristique  $(QH)_{P_1}^{P_1}$  les ordonnées de  $J_{P_1C}$ .

— Il est fait de même pour  $P_2C$ ; on a ainsi  $(QH)_C^{P_2}$ .

— En  $C$ , les deux conduites  $P_1C$  et  $P_2C$  débitant en parallèle les débits s'ajoutent pour une même hauteur. La caractéristique  $(QH)$  au nœud  $C$  devient  $(QH)_C^{P_1+P_2}$  par addition des abscisses.

— Les conduites débitant ensuite sur  $BC$ , les pertes de charge dans ce tronçon vont donner lieu, au nœud  $B$ , à une caractéristique  $(QH)_B^{P_1+P_2}$  par soustraction des ordonnées de la courbe  $J_{BC}$ .

— On ajoute à  $(QH)_B^{P_1+P_2}$  la caractéristique  $(QH)_B^{P_3}$ , ce qui donne  $(QH)_B^{P_1+P_2+P_3}$  par addition des abscisses.

— Enfin, de la courbe précédente, les ordonnées de  $J_{AB}$  sont retranchées pour avoir la caractéristique finale de l'énergie de l'eau au point d'arrivée  $A$ ; c'est la courbe  $(QH)_A^{P_1+P_2+P_3}$ .

*Solution du problème.* Il est alors procédé en sens inverse :

— L'horizontale (80,00) coupe  $(QH)_A^{P_1+P_2+P_3}$  en  $D$ , point que l'on rappelle en  $E$  sur  $(QH)_B^{P_1+P_2+P_3}$ .

— L'horizontale passant par  $E$  coupe  $(QH)_B^{P_3}$  en  $F$ , que l'on rappelle en  $G$  sur  $(QH)_{P_3}^{P_3}$ , ce qui détermine le point de fonctionnement de la pompe équipant  $P_3$  et, notamment, le débit  $Q_{P_3}$ .

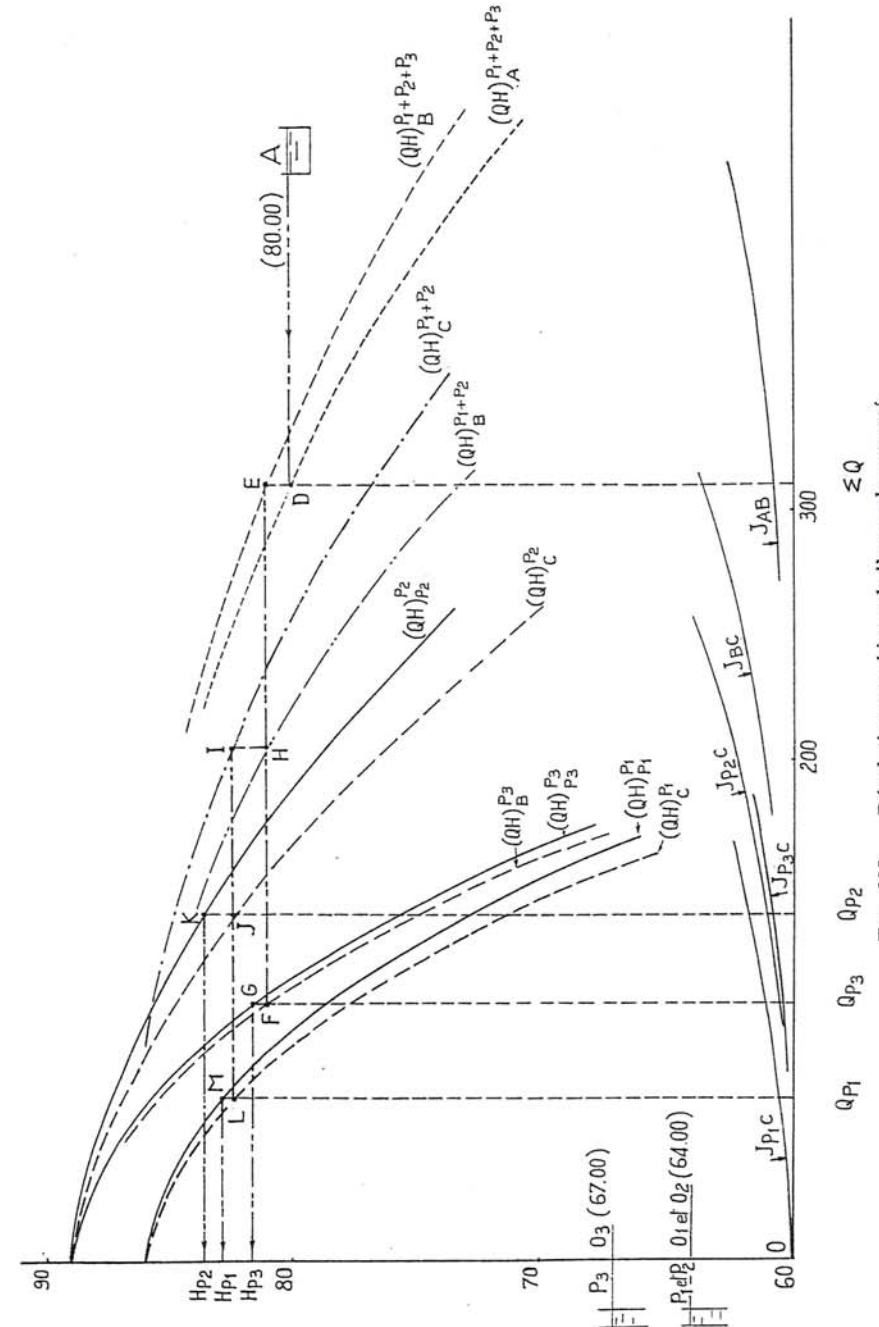


Fig. 229. — Résolution graphique de l'exemple proposé.



— L'horizontale précédente coupe  $(QH)_B^{P_1+P_2}$  en H, que l'on rappelle en I sur  $(QH)_C^{P_1+P_2}$  et l'horizontale menée par I coupe :

$(QH)_C^{P_2}$  en J, que l'on rappelle en K sur  $(QH)_B^{P_2}$ , ce qui détermine le point de fonctionnement de la pompe équipant  $P_2$  et, notamment, le débit  $Q_{P_2}$ .

$(QH)_C^{P_1}$  en L, que l'on rappelle en M sur  $(QH)_B^{P_1}$ , ce qui détermine le point de fonctionnement de la pompe équipant  $P_1$  et, notamment, le débit  $Q_{P_1}$ .

De plus, nous avons, évidemment :

$$\sum Q = Q_{P_1} + Q_{P_2} + Q_{P_3}$$

$\sum Q$  devra être supérieur ou égal au débit que l'on désire acheminer au réservoir, sinon, il faudrait, soit revoir le diamètre des conduites pour diminuer les pertes de charge, soit demander au constructeur de pompes d'autres caractéristiques.

Il reste à se reporter aux courbes de la figure 228 pour obtenir les valeurs de H correspondantes. Pour cela, les valeurs  $Q_{P_1}$ ,  $Q_{P_2}$ ,  $Q_{P_3}$  trouvées précédemment sont portées sur chacun des diagrammes et il suffit de lire les valeurs  $H_1$ ,  $H_2$  et  $H_3$  correspondantes.

**2° disposition.** — Tous les puits (fig. 230 b) sont réunis par un collecteur en dépression, de façon que les ouvrages se trouvent sous la dépendance d'une usine unique.

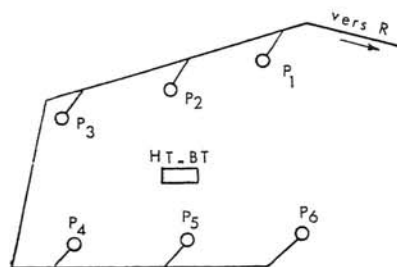


FIG. 230 a. — Première disposition.

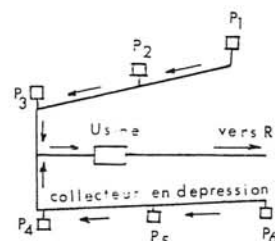


FIG. 230 b. — Seconde disposition.

Les têtes de puits ne comportent donc aucun organe mécanique et les pompes sont rassemblées dans une seule usine qui refoule vers le réservoir de la ville.

Cette disposition n'est valable que si la différence de niveau entre le plan de pompage et le plan de pose des pompes, différence à laquelle il y a lieu d'ajouter les pertes de charge, conduit à une hauteur d'aspiration

correcte, c'est-à-dire, en gros, inférieure à 6,00 m, cette condition étant, en fait, fonction de la capacité pratique d'aspiration des pompes.

L'emplacement de l'usine unique sera choisi pour diminuer au maximum cette hauteur manométrique d'aspiration. On sera donc amené à rechercher un point où, compte tenu des débits susceptibles d'être acheminés par chaque branche, la perte de charge sera minimale, permettant ainsi de partager le débit global et de réaliser une aspiration économique.

Dans le cas de la figure 230 b, l'aspiration est divisée en deux branches; la perte de charge à l'aspiration sera celle correspondant à une seule branche, puisque les deux branches constituent deux conduites en parallèle.

Chaque puits sera équipé d'un robinet-vanne de réglage (fig. 231) qui introduira, par le degré de son ouverture, une certaine perte de charge

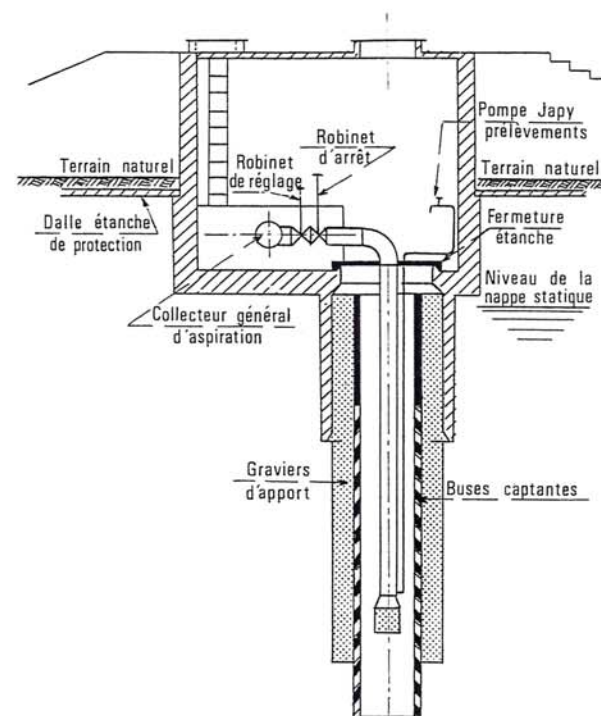


FIG. 231. — Tête de puits sur réseau d'aspiration général.

en fonction du débit qui le traversera (page 87). Une caractéristique pourra être ainsi établie pour chaque ouvrage et viendra s'ajouter à la



caractéristique des conduites par addition des abscisses ou des ordonnées, selon le mode de raccordement des puits sur le collecteur général en dépression.

Il en résultera à l'usine, en procédant de proche en proche, dans le sens d'écoulement de l'eau, autant de caractéristiques résultantes qu'il y aura de branches distinctes. La somme de ces caractéristiques, par addition des abscisses, donnera la caractéristique globale unique du dispositif. La considération du débit global connu à relever par les pompes de l'usine unique donnera, graphiquement, la valeur de la perte de charge globale, c'est-à-dire, aussi, la perte de charge commune de chacune des branches.

En procédant dans le sens inverse de l'écoulement, on trouve, au fur et à mesure, les valeurs des débits fournis par chaque puits dans la position choisie pour l'ouverture des vannes. Il suffira d'examiner si, dans ces conditions, le débit reste compatible avec celui obtenu lors des essais de pompage de chaque puits, sinon il faudra envisager une modification de la position d'ouverture de certains robinets-vannes et recommencer toute la construction graphique.

En conséquence, lorsque le niveau de la nappe déprimée sera relativement proche du sol, nous aurons le choix entre les deux dispositions dont nous venons de parler (fig. 230 a et 230 b).

En vue de faciliter ce choix, examinons les avantages et les inconvénients de chacun de ces deux systèmes :

#### — Du point de vue du captage proprement dit.

La deuxième disposition permet d'exploiter économiquement chaque puits d'après ses possibilités maximales.

En effet, les débits retirés d'un ensemble de puits varient pour des raisons diverses d'un ouvrage à l'autre; c'est de règle, ordinairement, pour les captages dans la craie. En ce qui concerne les captages dans les nappes alluvionnaires, des différences de perméabilités locales, des apports profonds en provenance du substratum, parfois, font que certains ouvrages débitent plus que d'autres.

Or, le réglage du débit pourra s'effectuer une fois pour toutes dans la deuxième disposition, alors que dans la première, on devra disposer, pour le même résultat, d'une pompe spéciale adaptée à chaque puits, ce qui compliquera l'approvisionnement du secours, à moins d'installer une pompe identique pour tous les ouvrages, le réglage du débit s'effectuant par vannage sur le refoulement, au détriment du rendement général.

#### — Du point de vue frais de premier établissement.

Dans la deuxième disposition, la présence d'un long collecteur en dépression nécessitera la construction de caniveaux dans lesquels sera posée

la conduite, en vue de pouvoir déceler rapidement et commodément les rentrées d'air éventuelles et éviter, comme nous l'avons vu, les contaminations <sup>(1)</sup>.

Il en résultera des dépenses supplémentaires s'ajoutant à celles de l'usine unique qui nécessitera, par ailleurs, des travaux de génie civil plus importants que ceux représentés par la somme des petites usines de la première disposition.

Il ne faut pas oublier, cependant, que, dans cette première solution, il faudra construire un bâtiment d'une certaine importance pour abriter la H.T. et la B.T. De plus, la fourniture et la pose des câbles électriques de puissance et de signalisation entre le poste de commande et les différents ouvrages, risque d'entraîner des dépenses loin d'être négligeables, surtout si les puits sont éloignés.

#### — Du point de vue exploitation.

Les installations groupées de la deuxième disposition faciliteront l'exploitation et c'est un aspect du problème qu'il ne faut pas négliger.

Néanmoins, si la conduite d'aspiration est très longue, le maintien du vide dans le collecteur peut créer des sujétions. C'est ainsi que la première mise en marche ou la remise en marche après un arrêt prolongé <sup>(2)</sup> ne seront pas immédiates, car il y aura lieu d'établir le vide dans l'aspiration.

Enfin, dans l'hypothèse où l'on fonctionne toujours avec la totalité du débit, il faut se rappeler que le rendement des grosses unités de la deuxième disposition sera toujours meilleur que le rendement global de la somme des petites usines de la première disposition.

Par contre, si l'usine doit refouler des débits variables (*villes à population saisonnière*), la première disposition permet de le faire aisément et économiquement en mettant en marche le nombre convenable de groupes. La souplesse de l'installation sera donc plus grande. Dans la deuxième disposition, et si l'usine ne comporte que de grosses unités, la nécessité d'arriver au même résultat conduirait à serrer les robinets-vannes, donc à diminuer le rendement, à moins que l'usine ne soit équipée de groupes convenables permettant une exploitation bien définie.

En résumé, le bilan des deux hypothèses de marche envisagées ci-dessus est à faire avant de décider du mode d'exploitation qui sera définitivement adopté.

<sup>(1)</sup> N'oublions pas que la canalisation d'aspiration sera posée en rampe constante vers l'usine. Le caniveau présentera donc une pente vers les ouvrages de captage. Pour éviter l'introduction dans ces derniers d'eaux superficielles qui pourraient drainer ce caniveau, celui-ci devra comporter, à son point bas, un puisard étanche où ces eaux se réuniront et pourront être extraites.

<sup>(2)</sup> Après un arrêt prolongé, le collecteur a pu se vider partiellement si les clapets sur le refoulement ou les clapets de pied ne sont pas bien étanches.



## c) Relèvement en deux temps.

Jusqu'à présent, les dispositions de relèvement décrites concernaient un relèvement effectué directement entre le plan de pompage et le niveau du réservoir à alimenter.

Dans le relèvement en deux temps, l'eau est d'abord élevée vers un réservoir au sol ou sur des installations de traitement; les groupes de premier relèvement travaillent ainsi sous une faible hauteur de refoulement. Ils sont appelés groupes d'exhaure.

Dans un deuxième temps, l'eau est reprise par des groupes situés dans une usine principale aspirant dans le réservoir au sol pour la refouler définitivement vers le réservoir de l'agglomération.

Cette disposition est intéressante dans les cas suivants, notamment :

1° Quand, pour une raison quelconque, présence de fer dans l'eau, par exemple, l'eau a besoin d'être traitée. Les installations de traitement et l'usine principale sont ainsi groupées, ce qui facilite l'exploitation. L'exhaure s'effectue sur les filtres et l'eau recueillie dans un réservoir intermédiaire de reprise sera, dans un deuxième temps, refoulée vers le réservoir principal.

2° Quand, au lieu d'être groupés, les puits se trouvent disséminés ou s'étirent le long d'une rivière. La longueur de la conduite principale de refoulement est raccourcie et l'équipement des puits s'effectue avec des groupes de faible puissance.

3° Quand on veut profiter des tarifs préférentiels de l'E.D.F.

Notons, toutefois, que le relèvement en deux temps n'est à préconiser que pour les grandes installations, car il entraîne une complication du point de vue électrique et signalisation.

Cette solution sera plus onéreuse en frais de premier établissement que celle consistant à effectuer le refoulement direct en un temps en raison, notamment, de la nécessité de construire un réservoir d'emmagasinement constituant un volant de fonctionnement ainsi qu'une usine de reprise. Mais elle est rationnelle et apporte une certaine souplesse d'exploitation. Elle conduit ordinairement à un bon rendement général, donc à des frais d'exploitation intéressants, sous les réserves qui seront exposées ci-après. Enfin, elle permet une réalisation beaucoup plus rapide des installations dans leur ensemble.

Elle est rationnelle, car les puissances installées sur les puits dispersés sont faibles étant donné la faible hauteur de l'exhaure. Ces installations peuvent donc s'accommoder d'une surveillance à distance. Les secours sont faciles à approvisionner et peuvent se réduire à un type de groupe de caractéristiques moyennes qui conviendrait temporairement sans nuire pour autant à la marche économique de l'installation.

Elle apporte une certaine souplesse car, à l'occasion de l'indisponibilité momentanée d'un groupe d'exhaure ou d'un accident sur une conduite primaire de première élévation, elle permet, grâce à la réserve accumulée à l'usine, de continuer à fonctionner avec le débit normal pendant que des dispositions sont prises, soit pour mettre un groupe de secours en marche, soit pour augmenter le débit des autres ouvrages, soit pour manœuvrer des robinets-vannes. Cette réserve autorise également une exploitation modulée en fonction des tarifs pratiqués par l'E.D.F.

Elle permet d'obtenir un bon rendement général à condition que les groupes de l'usine de reprise soient assortis d'un rendement très satisfaisant, ce qui devra être facile d'obtenir puisque ces groupes auront une puissance relativement importante. En effet, le rendement des groupes d'exhaure n'affecte qu'assez peu le rendement général, comme le montre le calcul simple ci-après.

Si  $H_1$  et  $H_2$  représentent respectivement les hauteurs d'élévation de l'exhaure et de la reprise,  $\rho_1$  et  $\rho_2$  représentant les rendements respectifs des groupes correspondants, le rendement général s'exprime par :

$$\rho = \frac{H_1 + H_2}{\frac{H_1}{\rho_1} + \frac{H_2}{\rho_2}}$$

Comme  $H_1$  est faible devant  $H_2$ ,  $\rho_1$  pourra être faible, lui aussi; mais, par contre, il sera nécessaire que  $\rho_2$  soit grand.

Avec  $H_1 = 10$  m;  $H_2 = 100$  m;  $\rho_1 = 50$  %;  $\rho_2 = 80$  % on trouve  $\rho = 76$  %. Or, on éprouverait beaucoup de difficultés pour obtenir un tel rendement moyen avec un groupe d'élévation directe installé sur chaque puits, surtout si leur nombre est important car, même en adaptant au mieux les pompes au débit du captage, il est bien rare que l'on ne se trouve devant la nécessité d'effectuer quelques vannages, introduisant ainsi des chutes du rendement.

Enfin, cette solution permet une réalisation beaucoup plus rapide des installations ce qui constitue un avantage très appréciable. En effet, la grande inconnue de tout captage d'un débit global nécessaire  $Q$  réside dans le nombre et dans l'emplacement définitifs des ouvrages captants en vue de satisfaire le débit cherché. Or, ces données ne sont connues qu'au bout d'un temps qui peut être très long et après des essais de débits qui fixeront alors les caractéristiques des pompes. En particulier, aucun autre ouvrage ne peut être exécuté si l'on a recours au relèvement en un temps. Ces inconvénients n'existent pas avec le relèvement en deux temps car l'usine principale de reprise peut occuper un emplacement quelconque et indépendant de la répartition des ouvrages captants. Elle constitue un point d'arrivée qui peut être choisi de façon à être le plus proche possible



du point d'aboutissement du refoulement général et, aussi, en vue de réaliser un relèvement minimal pour le réseau d'exhaure. En conséquence, le génie civil de l'usine peut commencer en même temps que les travaux de captage. Il peut être passé commande, dès l'origine, du matériel électrique et électro-mécanique équipant cette usine, puisque les caractéristiques techniques de la deuxième élévation peuvent être connues avec précision. Il ne restera alors qu'à passer commande des groupes d'exhaure sitôt connus les résultats des pompes d'essai. Ces groupes, de faible puissance, ont quelques chances de faire partie du matériel courant des constructeurs et de ne demander que des délais relativement courts de fabrication.

Les moteurs d'équipement des puits seront alimentés à partir de l'usine principale, soit en H.T. avec transformateur au droit de chaque puits, soit en B.T. à partir d'un poste secondaire de répartition en liaison avec l'usine principale.

En résumé, cette solution présente des avantages et mérite un examen sérieux dès que les installations revêtent une certaine importance. Son économie résidera, d'une part, dans la recherche d'un rendement maximal de la reprise et, d'autre part, dans la détermination raisonnable du dimensionnement de l'usine ainsi que de la capacité du réservoir de reprise qui devra être correctement adaptée aux exigences de l'exploitation. On peut tabler, en première approximation, sur une capacité comprise entre 1,30 h et 2 h de marche. Toutefois, pour assurer une exploitation économique, compte tenu des tarifs de nuit préférentiels de l'E.D.F. et des tarifs très élevés des heures de pointe d'hiver, il est préférable de compter sur une capacité correspondant à environ 3 h de marche supposée continue. Cette capacité pourra, d'ailleurs, être facilement calculée avec les modalités de l'exploitation réelle de la station de reprise : maximum de groupes en marche pendant les heures creuses, minimum ou arrêt en heures de pointe, nombre moyen de groupes pendant les heures de jour.

En ce qui concerne l'exhaure, son exploitation pourra être assurée d'une manière continue étant donné la faible puissance nécessaire. En effet, le supplément de dépense par rapport à une marche adaptée aux tarifs E.D.F. serait insignifiant, eu égard aux sujétions d'exploitation entraînées dans ce dernier cas; on sait, par ailleurs, qu'une exploitation par puits assurée d'une manière continue est toujours préférable à une exploitation par à-coups.

### III. — Cas d'un captage d'eaux de surface

Ce cas n'est évoqué que pour mémoire, étant rappelé que, pour les raisons indiquées dans le Tome 1, l'usine élévatrice fera partie des instal-

lations générales de captage et de traitement. Son équipement sera identique à celui de l'usine de deuxième élévation du paragraphe précédent.

Quant à l'usine d'eau brute, son emplacement sera choisi, de préférence, à proximité de la prise. Si elle devait en être éloignée, la liaison rivière-usine pourrait éventuellement, dans des cas particuliers, s'effectuer à l'aide d'une conduite d'aspiration en forme de siphon dont le principe et le calcul sont indiqués au § IV ci-après. Etant donné, ordinairement, la faible hauteur d'élévation devant l'importance du débit, il est à penser que les pompes de l'usine d'eau brute seront du type hélice ou hélico-centrifuge.

### IV. — Cas spécial de pompage dans les sables très fins

Nous donnerons, pour terminer, quelques indications sur un dispositif qui peut être utilement employé quand il s'agit d'installer une station de pompage destinée à relever les eaux de puits creusés dans les sables très fins.

On peut toujours craindre, dans ces ouvrages, un entraînement du sable. On y obvie, déjà, en réalisant convenablement le captage lui-même, mais la sécurité peut encore être augmentée en ne disposant pas la pompe centrifuge dans le puits lui-même.

En effet, la succion au démarrage risque de solliciter trop fortement la nappe si la pompe est placée directement à l'intérieur du puits.

Le puits de captage est alors relié par une conduite d'aspiration formant siphon à un puisard central étanche où s'effectuera le pompage (fig. 232). Grâce à un point haut

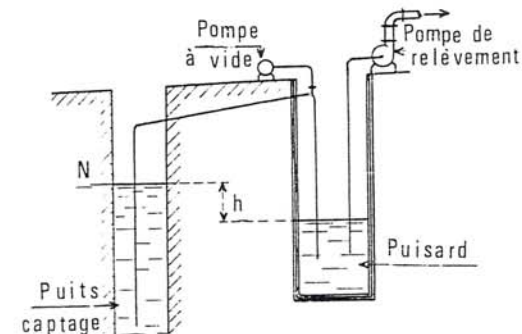


FIG. 232. — Schéma de principe d'une installation par siphonnage.

établi près du puisard, l'amorçage du siphon s'effectuera par le jeu d'une pompe à vide avant que n'entre en fonctionnement la pompe de relèvement. Il s'effectuera ainsi une mise en place progressive du niveau N de pompage dans le puits. La hauteur  $h$  sous laquelle fonctionne le siphon est égale à la perte de charge dans la conduite d'aspiration.

L'emplacement de l'usine se situera approximativement au centre de gravité des puits d'alimentation.



## DISPOSITION-TYPE DE L'USINE ÉLÉVATOIRE

### I. — Généralités

L'emplacement de l'usine une fois déterminé, se pose le problème de son aménagement.

L'usine élévatoire, ou station de pompage, réunit, en principe, groupées dans un même bâtiment :

- la salle d'arrivée d'eau, encore appelée bache d'arrivée ou bache d'aspiration,
- la salle des machines,
- la salle réservée aux installations électriques,
- la stérilisation et le comptage,
- les annexes (magasin, atelier, installations sociales, bureau, etc...).

Ces différentes parties du bâtiment d'usine revêtent des importances diverses selon la puissance installée. Chaque cas nécessite une étude spéciale. C'est ainsi que la salle d'arrivée d'eau pourra être supprimée si l'aspiration s'effectue dans des conditions particulières (aspiration sur un ensemble de puits, par exemple). Les annexes pourront être très réduites, ou, même, être supprimées dans les petites installations. Cependant, un petit local est toujours bien utile pour entreposer quelques pièces de rechange ou les ustensiles de nettoyage.

Le bâtiment lui-même doit être de construction durable, à murs épais. Si l'on adopte une toiture-terrasse, l'étanchéité de celle-ci devra être particulièrement étudiée. En outre, il est recommandé de prévoir une sous-toiture ou une isolation thermique équivalente. Les locaux doivent être éclairés et chauffés pendant l'hiver : pendant les périodes de grand froid, l'eau pourrait effectivement geler dans les canalisations restées pleines, si la station était arrêtée. N'oublions pas, également, qu'une salle

de machines équipée en moteurs Diesel doit être chauffée à plus de 10 °C afin de faciliter le démarrage des moteurs.

L'architecture du bâtiment pourra être du style industriel : ossature en béton armé, toiture-terrasse. Elle pourra être aussi du style régional.

### II. — Organisation du plan

#### a) Bache d'arrivée.

Cette bache recevra l'eau en provenance d'une source, d'une installation de filtres ou d'un réseau de puits.

Elle ne devra avoir, en principe, aucune communication avec la salle des machines en raison des condensations qui se produisent toujours par suite de la différence de température entre l'air extérieur et l'eau.

L'accès à cette bache s'effectuera donc de l'extérieur.

La salle sera ventilée, en prenant toutefois des précautions pour éviter l'introduction de poussières ou de petits animaux. Elle ne comportera pas de fenêtre, à moins de pouvoir les condamner de l'intérieur, par une plaque mobile en tôle que l'on ouvrira à l'occasion des visites; il a été constaté, en effet, que la lumière du jour favorisait la formation d'algues sur les parois en maçonnerie de la bache.

Du point de vue équipement hydraulique, la bache d'arrivée devra comporter, outre le raccordement de l'aspiration des pompes, une conduite de vidange et une conduite de trop-plein. Sa capacité sera déterminée en fonction des différences éventuelles entre son débit d'alimentation et le débit des pompes.

#### b) Salle des machines.

Pour éviter toute pollution de l'eau, cette salle ne devra pas, autant que possible, être installée au-dessus de la bache d'arrivée, mais à proximité. Cependant, si les précautions nécessaires en vue de réaliser la protection de l'eau sont prises, on pourra, néanmoins, adopter cette disposition superposée, qui permettra de réduire l'encombrement des installations.

Cette salle commandera toute l'organisation. Son dimensionnement est donné par l'encombrement des groupes moto-pompes ainsi que par celui des canalisations et de leurs pièces de raccord normalisées.

L'étude de la salle doit donc commencer obligatoirement par le tracé des conduites et la mise en place des groupes suivant les plans des constructeurs.



Combien doit-on prévoir de groupes?

En dehors de la considération du secours, qui sera examinée plus loin, il n'est prévu ordinairement qu'un seul groupe capable, à lui seul, de relever la totalité du débit à la hauteur désirée. Cependant, il peut arriver que, pour des raisons spéciales d'exploitation (débits variables à assurer, *villes à population saisonnière*), le débit total se trouve fractionné en plusieurs groupes (exemple : pour relever 50 000 m<sup>3</sup>/j, il peut être envisagé l'installation de deux groupes de 12 500 m<sup>3</sup>/j et d'un groupe de 25 000 m<sup>3</sup>/j).

Le cas peut également se présenter pour une usine relevant l'eau d'un ensemble de sources. Celles-ci ayant un débit variable au cours de l'année, un fractionnement du débit constitue une solution économique.

Le fractionnement du débit entre plusieurs groupes, indépendamment des raisons données ci-dessus, peut être avantageux car il permet de réduire l'importance du secours, comme nous le verrons plus loin.

Quand le débit se trouve fractionné, il y a lieu de mettre en application les indications données plus haut page 164 à propos du couplage des pompes.

Dans les *installations de moyenne et petite importances*, les diverses canalisations sont posées en caniveaux facilement accessibles, recouverts de tôle striée. Dans les *installations importantes*, il est préférable de les disposer dans les sous-sols. En vue de gagner de la place, on pourra admettre des vitesses plus importantes dans ces canalisations, ce qui permettra de réduire les diamètres.

Les pompes seront installées à un niveau tel que leur capacité pratique d'aspiration soit toujours supérieure à la hauteur manométrique d'aspiration de l'installation et que leur amorçage soit facilité.

Elles pourront être, soit du type horizontal, soit du type vertical, ce dernier type s'accommodant d'une disposition de la bache d'aspiration sous la salle des machines, réduisant ainsi l'encombrement général.

Dans une partie bien dégagée de la salle, on disposera le tableau de commande et de contrôle de la station, qui groupera, notamment :

- la commande des groupes, ainsi que celle des vannes à distance,
- les ampèremètres et compteurs horaires de marche,
- les indications hydrauliques : débits, niveaux divers, tels que hauteurs d'eau, tant à la prise (source, puits, rivière, filtres, etc...) qu'au lieu de refoulement (réservoir, bache intermédiaire, etc.), position d'ouverture des vannes télécommandées. Ces indications seront fournies à des transmetteurs en liaison électrique avec l'usine.

Dans les installations modernes revêtant une certaine importance, la commande et le contrôle des installations s'effectuent à partir d'une salle

où se trouvent rassemblées sur un vaste pupitre toutes les indications nécessaires à la marche de l'usine et qui peuvent être facilement suivies par l'agent de surveillance.

### c) Salle réservée aux installations électriques.

Cette salle sera accolée à la salle des machines, mais restera distincte de celle-ci. Elle comportera, ordinairement, une salle H.T. et une salle B.T.

La salle H.T. renfermera le transformateur, dont la puissance sera fonction de la puissance absorbée par les moteurs en marche normale, et non de la puissance totale installée, qui comprend le secours.

Si la puissance demandée par les moteurs est  $P_m$ , exprimée en kW, la puissance apparente du transformateur, en kVA, sera donnée par :

$$P_{tr} = \frac{P_m}{\cos \varphi \rho_1 \rho_2}$$

$\cos \varphi$  étant le facteur de puissance de l'installation, lequel ne doit pas être inférieur à 0,86, sans quoi il y aurait lieu de prévoir une batterie de condensateurs pour le relever.

$\rho_1$  et  $\rho_2$  sont les rendements, très voisins de l'unité, du transformateur et de la ligne.

La puissance nominale du transformateur sera quelque peu supérieure. Elle correspondra à un appareil de puissance normalisée de fabrication courante. Les puissances normalisées sont indiquées ci-après :

10 - 16 - 25 - 40 - 63 - 80 - 100 - 125 - 160 - 200 - 250 - 315 - 400 - 500 - 630 - 800 - 1 000 - 1 250 - 1 600 et 2 000 kVA.

Pour le fonctionnement des circuits auxiliaires (chauffage, éclairage, divers, etc...), il est installé, généralement, un second transformateur dont la puissance est comprise entre 10 et 15 % environ de la puissance du transformateur principal.

Le circuit H.T. comportera, en principe, un sectionneur d'arrivée et un disjoncteur. Si le comptage de l'énergie s'effectue en H.T., il sera nécessaire de mettre en place des transformateurs d'intensité et de potentiel. Le schéma unifilaire sera, par exemple, celui donné par la figure 233.

L'accès à la salle H.T. s'effectuera de l'extérieur; il sera étudié pour le passage du transformateur. Cet accès pourra être utilisé également par l'E.D.F. pour relever les compteurs. L'E.D.F. pourra exiger que cette entrée soit interdite au personnel de la station.



Le local abritant le transformateur comportera une ventilation basse et une ventilation haute, composée par exemple par des cornières en chicanes avec arêtes enchevêtrées et grillage.

Certains transformateurs modernes sont équipés d'un diélectrique chloré incombustible (pyralène, askarel). Dans ce cas, il n'est pas nécessaire de prévoir une fosse à huile. S'il s'agit d'un transformateur courant, il devra être prévu, en dehors du local, une fosse étanche d'une contenance en rapport avec le volume d'huile du transformateur afin de permettre l'évacuation et l'extinction de l'huile isolante en cas d'incendie.

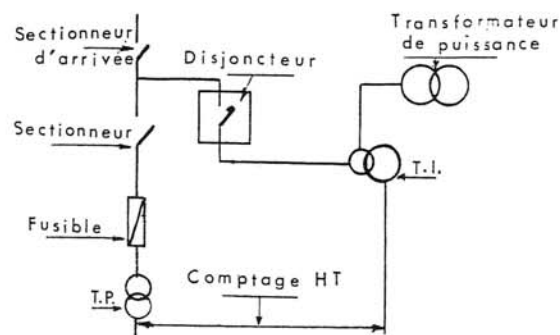


FIG. 233. — Schéma unifilaire électrique.

La salle B.T. sera aménagée derrière le tableau de commande de la salle des machines. Les installations pourront être renfermées dans des coffrets ou armoires métalliques. Cette salle sera, bien entendu, disposée à proximité de la H.T. Elle comportera, notamment, tous les relais nécessaires à la commande et à la protection des moteurs. Des dispositions seront prises pour éviter le démarrage de plusieurs groupes en même temps (relais temporisés).

L'accès à la salle B.T. pourra s'effectuer de l'intérieur de la salle des machines.

#### d) Salle de stérilisation.

Cette salle n'aura aucune communication avec la salle des machines en raison des corrosions possibles par les agents stérilisants qui, nous l'avons vu, sont de puissants oxydants. L'accès s'effectuera donc, aussi, de l'extérieur.

Toutefois, il devra être possible de suivre, de la salle des machines, la marche de la chloration grâce à une cloison vitrée bien étanche devant laquelle se trouvera, par exemple, le cadran de la bascule supportant la bouteille de chlore gazeux, si l'on utilise ce procédé de stérilisation.

#### e) Comptage hydraulique.

Il s'effectuera, soit au moyen d'un compteur, soit, de préférence, à l'aide d'un venturi ou d'un diaphragme, montés sur la conduite de refoulement (voir page 297 et suivantes).

Les indications de ces appareils seront reportées sur le tableau général de commande, de façon à connaître, à tout moment, la marche de l'exploitation.

#### f) Bâtiments annexes.

Ces bâtiments feront partie du bâtiment d'usine, quand les dispositions architecturales le permettront, ou bien ils seront construits, à part, dans la cour de l'usine.

### III. — Considérations sur le secours à prévoir

Dans toute usine, il est indispensable de prévoir un secours permettant de prendre le relais en cas d'indisponibilité quelconque du groupe en fonctionnement, ou de s'ajouter, exceptionnellement, à celui-ci pour fournir un appoint éventuel <sup>(1)</sup>. Le dimensionnement de la salle des machines devra donc tenir compte de l'installation à demeure du ou des groupes de secours.

On préfère parfois, dans les petites installations, tenir en réserve au magasin le groupe de secours. C'est une pratique qui n'est pas à conseiller : elle entraîne une perte de temps au moment où, parfois, les minutes sont précieuses (groupe en panne au moment d'un incendie). Cependant, lorsqu'il s'agit d'un puits ou d'un forage équipés d'un groupe individuel, le groupe de secours n'est ordinairement pas installé à demeure. Il est évident qu'une telle installation risquerait de créer des sujétions en raison de l'exiguïté de l'ouvrage. Il faut, dans ce cas, prévoir, dès l'origine, l'établissement d'un captage équipé en réserve ou accepter une indisponibilité passagère.

Quelle importance doit-on donner au secours?

Tout dépendra du nombre de groupes susceptibles de fonctionner en même temps.

Quand la station ne comporte qu'un seul groupe, il faut prévoir un groupe identique en secours; le secours est donc de 100 %.

<sup>(1)</sup> Dans ce cas, la puissance du transformateur est à calculer en conséquence.

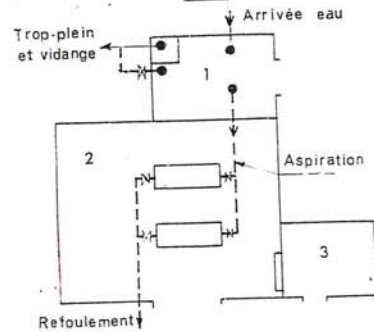


USINES ÉLEVATOIRES

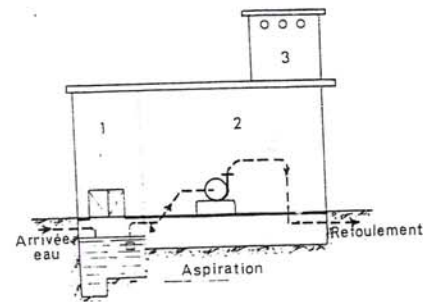
1-USINE AVEC BACHE D'ASPIRATION

1<sup>re</sup> DISPOSITION

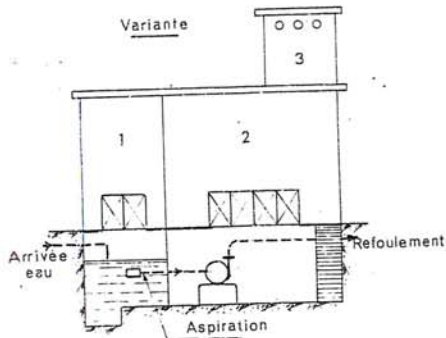
PLAN



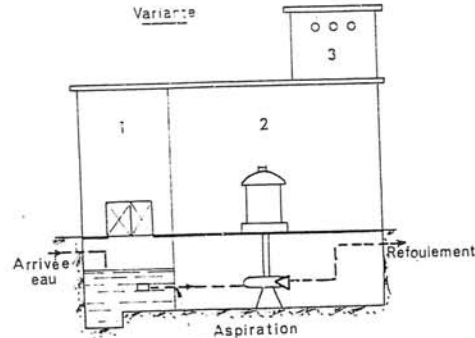
COUPE



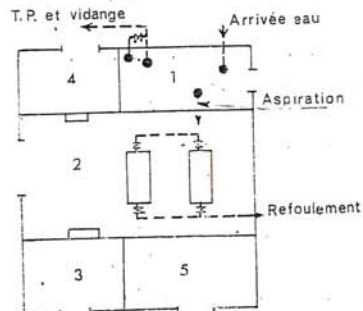
Variante



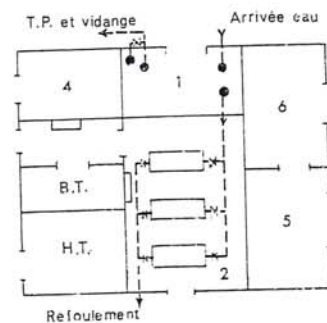
Variante



2<sup>de</sup> DISPOSITION

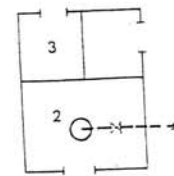


3<sup>de</sup> DISPOSITION

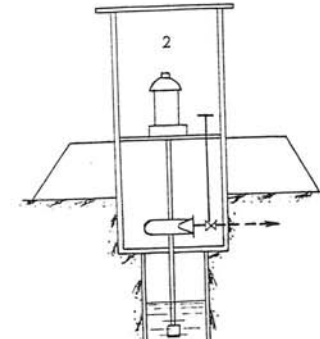


2-USINE SUR PUIITS

PLAN

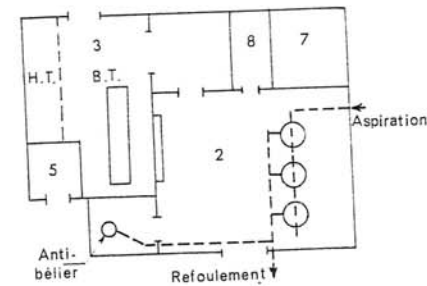


COUPE

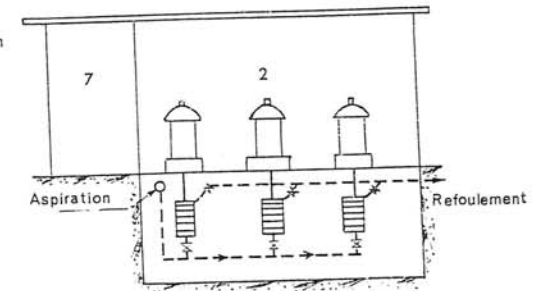


3-USINE SUR RESEAU DE PUIITS

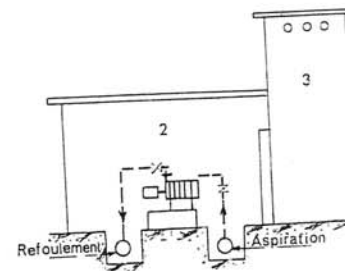
PLAN



COUPE



4-PETITE USINE SUR RESEAU DE PUIITS



LEGENDE

1. Chambre d'eau (bâche d'aspiration)
2. Salle des pompes
3. E.D.F.
4. Poste de chloration
5. Atelier - 6. Magasin
7. Réfectoire - 8. Bureau



Quand la station comporte deux groupes identiques en fonctionnement normal, il sera installé, en secours, un groupe analogue; le secours sera donc de 50 %.

Dès que le nombre de groupes augmente, le secours diminue car il est peu probable que plusieurs groupes soient indisponibles en même temps. Toutefois, pour des installations importantes, comportant normalement plusieurs groupes identiques en fonctionnement, il faut tenir compte du fait que, périodiquement et à tour de rôle, un groupe se trouvera en révision ou en démontage. Il faut néanmoins que, pendant ce temps, le secours soit maintenu.

Quelle sera la nature de l'énergie de secours?

En principe, et pour des installations de moyenne importance, le groupe de secours sera prévu avec la même nature d'énergie que celle actionnant les groupes normaux. L'exploitation n'est pas à l'abri, bien sûr, des pannes de secteur; mais les arrêts ne sont jamais prolongés à un point tel qu'ils justifieraient, pour ces modestes installations, le recours à une source d'énergie différente.

Il n'en va pas de même pour les installations des grandes agglomérations où l'exploitation continue est de règle et pour lesquelles un arrêt de plusieurs heures peut perturber gravement la marche du service d'eau.

Il pourra, alors, être fait appel à un groupe électrogène diesel de secours capable de fournir le courant électrique nécessaire au fonctionnement de l'usine. Comme il n'est pas indispensable que l'intervention de ce groupe soit instantanée, le démarrage s'effectuera, soit manuellement, soit automatiquement, grâce à un préchauffage du moteur.

La puissance du groupe électrogène sera déterminée en fonction de l'importance du courant d'appel nécessaire au démarrage des moteurs à alimenter et dépendra ainsi du mode de démarrage de ceux-ci. Il y aura donc intérêt à envisager des démarrages limitant au maximum la pointe d'intensité au départ.

C'est ainsi que, pour un moteur à cage à démarrage direct, la puissance active disponible doit être prise égale au moins à deux fois la puissance du moteur. Pour un démarrage étoile-triangle, la puissance active sera de l'ordre de 1,5 fois la puissance du moteur. Si le démarrage s'effectue sur résistances, le coefficient multiplicateur sera de l'ordre de 1,3.

Par exemple, pour démarrer un moteur électrique de 200 kW, équipé de résistances statoriques, l'alternateur devra pouvoir fournir, au moins, une puissance active de :

$$200 \times 1,3 = 260 \text{ kW}$$

soit une puissance apparente ( $\cos \varphi = 0,80$ ) de :

$$\frac{260}{0,8} = 325 \text{ KVA}$$

Si l'alternateur a un rendement de 90 %, le moteur diesel d'accouplement devra fournir une puissance d'au moins :

$$\frac{260}{0,9} = 290 \text{ kW}$$

Au lieu d'avoir recours au groupe électrogène, le secours peut être fourni, dans certains cas, par un groupe diesel-pompe, solution qui, toutefois, devient prohibitive pour une grande installation, car elle revient à prévoir une seconde usine de même puissance que l'usine équipée de moteurs électriques.

Notons que le recours à une autre forme d'énergie peut être évité pour les installations importantes et avec une sécurité suffisante si l'usine a la possibilité d'être alimentée en énergie électrique à partir de deux lignes différentes.

#### IV. — Schémas-types de stations de pompage

Quelques schémas-types ont été rassemblés sur la planche XXII.

Les salles ne devront pas être étriquées : le personnel devra pouvoir circuler aisément entre les machines, assurer leur démontage sans difficultés et manutentionner facilement les pièces lourdes (pont-roulant).

#### V. — Cas particuliers d'usines équipées de pompes verticales

Les pompes verticales sont principalement utilisées pour l'équipement de puits et forages où elles fonctionnent noyées. C'est ainsi que nous les avons surtout présentées.

Mais, comme nous l'avons signalé à la page 214, elles peuvent aussi équiper la station de refoulement et fonctionner également noyées. Les pompes, qui sont ordinairement du type forage, plongent dans la même capacité d'aspiration. Dans ce cas, des précautions particulières doivent être prises pour éviter une marche en cavitation, surtout s'il s'agit de pompes dont les roues sont du type hélico-centrifuge (et, a fortiori, du type hélice) et lorsque plusieurs engins sont appelés à fonctionner simultanément.

Il faudra, selon STEPANOFF :

- assurer une alimentation égale et sans gêne de chaque pompe; éviter toute interférence; un cloisonnement partiel au droit de la prise d'aspiration est conseillé;
- donner aux filets liquides, dans le canal d'aspiration, un écoulement sensiblement parallèle (passage de l'eau au travers d'une murette en briques creuses) et dirigé (aubages directionnels);
- assurer une entrée axiale de l'eau dans la pompe. A cet effet, la tubulure d'aspiration sera terminée par une tulipe de diamètre D égal à 1,5 fois environ le diamètre de l'ouïe de la pompe et la distance entre le plan d'entrée de l'eau dans cette tulipe et le radier sera comprise entre D/2 et D/3;
- écarter au minimum les pompes de 2 D;



— respecter la profondeur d'immersion donnée par le constructeur dans le but, notamment, d'éviter la formation de vortex dans le bassin d'aspiration.

Enfin, les pompes verticales peuvent également fonctionner dénoyées. Elles sont alors raccordées à un collecteur général d'aspiration posé dans le sous-sol visitable de l'usine. Cette disposition se rencontre, par exemple, lorsque la bache d'arrivée est située en dehors de la salle des machines, ainsi d'ailleurs qu'il est recommandé, ou lorsque l'usine aspire dans un réseau de puits (voir planche XXII). Les pompes sont, soit du type à volute, soit du type forage, multicellulaire éventuellement.

La disposition avec pompe à volute est plus simple et apparaît plus rationnelle. La pompe et le moteur reportent chacun leur poids sur des massifs séparés; l'arbre de transmission est visible et peut être graissé commodément. Il peut être monté avec joints à cardans, ce qui facilite les opérations de mise en place puisque l'arbre moteur et l'arbre pompe n'ont pas besoin de se trouver sur la même verticale. Le montage et le démontage sont ainsi rendus plus aisés (voir planche XXIII).

Dans la disposition pompe de forage, on retrouve les inconvénients, acceptables, certes, des pompes de ce type : arbre non visible, rectilignité indispensable de l'arbre, refoulement annulaire autour de la transmission avec presse-étoupe à la partie haute, etc...

Nous donnons un dessin de la première disposition (fig. 234) qui montre, notamment, le détail des pièces de fontainerie nécessaires. Le tout est exécuté en tôle d'acier, les pièces spéciales étant en acier soudé.

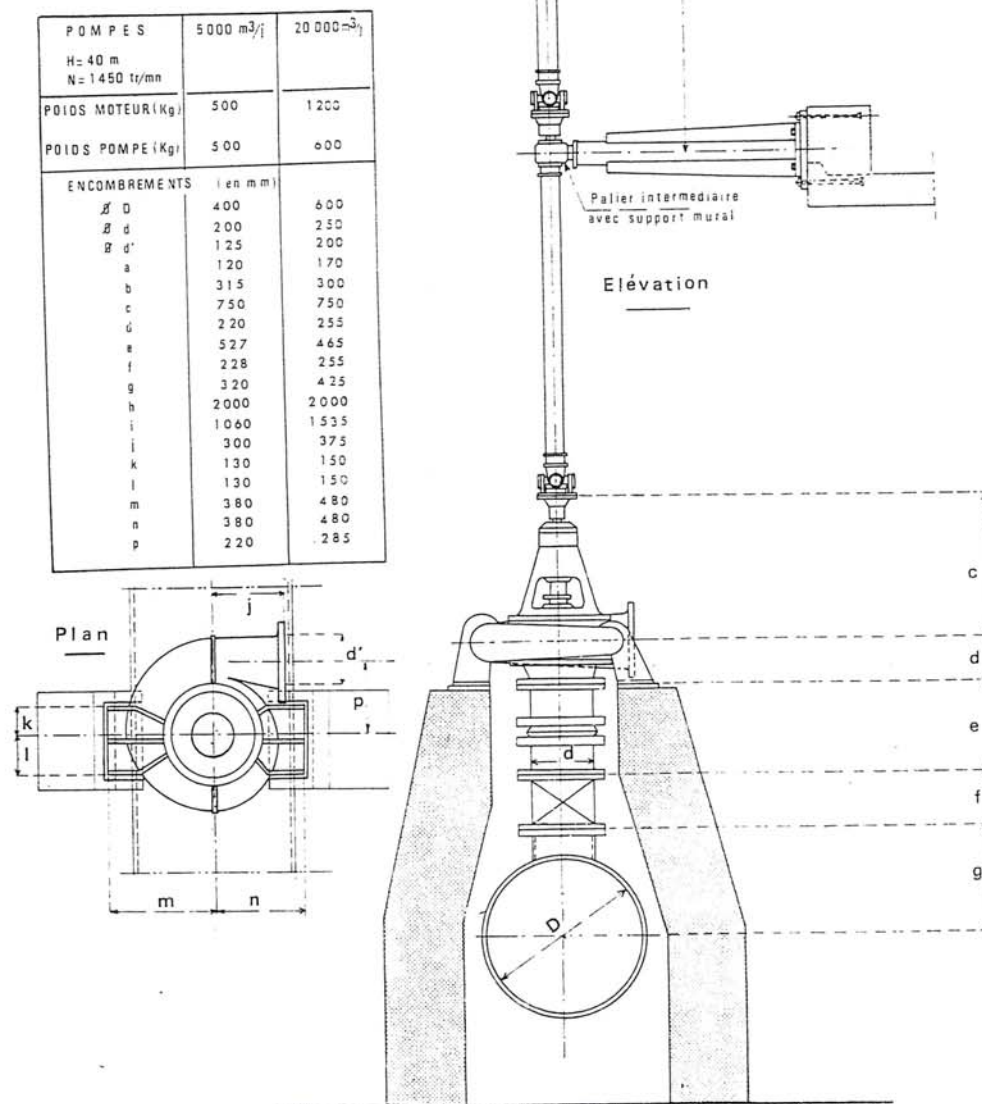
La disposition *pompe dénoyée* suppose, en outre, un amorçage qui sera réalisé comme pour les pompes horizontales.

## VI. — Mesure du rendement d'une station de pompage

Les essais effectués dans les ateliers du constructeur et dans les conditions examinées plus haut, ont permis de tracer les courbes donnant les qualités intrinsèques des pompes et de vérifier que ces courbes correspondaient à celles garanties par le constructeur.

Il importe, maintenant, de vérifier que, dans le cadre des installations définitives, les consommations d'énergie restent dans les normes exigées par le client et la réception de l'usine ne saurait alors se concevoir sans la mesure du rendement général énergétique englobant l'usine et la conduite de refoulement, rendement qui reflètera la qualité de l'ensemble des installations.

POMPE  
VERTICALE DÉNOYÉE





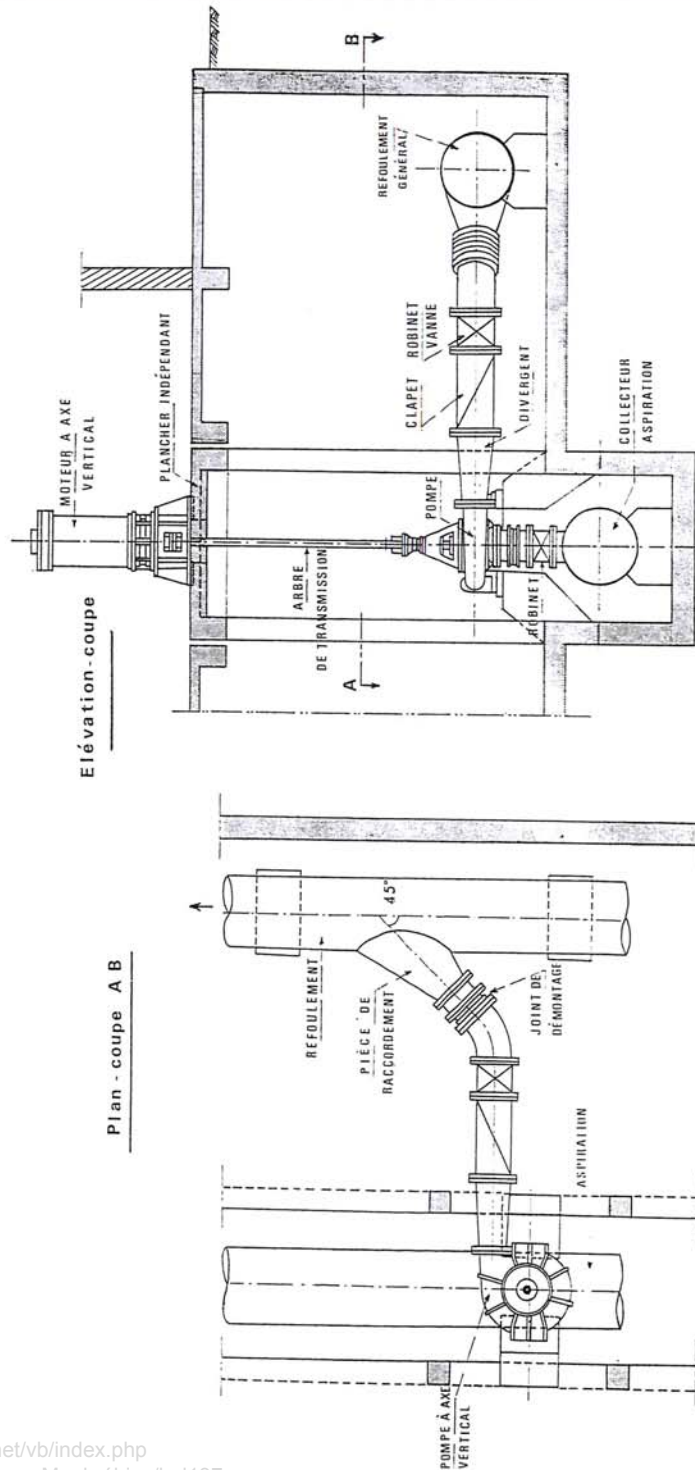


Fig. 234. — Installation d'une pompe à volute à axe vertical.

Aussi, examinerons-nous, dans ce qui suit, les différentes expressions employées pour mesurer l'indice de qualité d'une telle installation.

Toutes les mesures qui seront faites devront porter sur une durée de plusieurs heures, temps pendant lequel le débit devra rester sensiblement constant.

#### a) Expression du rendement en pourcentage.

C'est l'expression la plus communément employée, le rendement étant, on le sait, le rapport entre le travail fourni et le travail consommé.

Dans une station de pompage, le travail fourni est représenté par un certain poids d'eau élevé à une hauteur déterminée pendant un temps donné.

Si  $Q$  m<sup>3</sup>/s est le débit de la station,  $T$  le temps considéré exprimé en secondes et  $H$  la hauteur d'élévation en mètres, le travail fourni, exprimé en joules, sera, la masse volumique de l'eau étant prise égale à 1 000 kg/m<sup>3</sup> :

$$\text{travail fourni} : 9,81 \times 10^3 QHT$$

Le travail consommé sous forme de courant électrique pendant le même temps  $T$  se relèvera au compteur électrique préalablement étalonné. Ce sera un certain nombre  $W$  de kWh ou, en joules,  $3\,600 \times 10^3 W$ , puisque 1 kWh =  $3\,600 \times 10^3$  joules.

Le rendement s'exprime alors comme suit :

$$\rho = \frac{9,81 \times 10^3 QHT}{3\,600 \times 10^3 W}$$

Mais  $QT$  n'est autre que la quantité d'eau relevée et ce produit est donné par le compteur hydraulique; si l'on pose :

$$QT = V \text{ m}^3$$

on a :

$$\rho = \frac{VH}{367 W}$$

#### b) Expression du rendement par considération du nombre de Wh consommés par mètre cube d'eau refoulé et par mètre d'élévation.

Certains constructeurs ou certains exploitants expriment parfois l'indice de qualité  $i$  d'une installation par le nombre de Wh consommés, ramené au m<sup>3</sup> d'eau refoulé à 1 m de hauteur. Nous allons voir que cette notion fait intervenir le rendement total  $\rho$  de l'usine.



En effet, le nombre de kWh consommés pendant T secondes est, d'après l'expression précédente :

$$W = \frac{VH}{367 \rho}$$

ou, en Wh :

$$w = \frac{1\,000 VH}{367 \rho}$$

Ramené au m<sup>3</sup> élevé à 1 m, ce qui revient à diviser par VH, il reste :

$$w = \frac{2,73}{\rho}$$

En conséquence, cet indice de qualité fait intervenir  $\rho$  et il est possible, lorsque sa valeur est connue, de calculer le rendement en pourcentage très commodément. Si, par exemple, on trouve une consommation de 4 Wh, cela correspond à un rendement d'environ  $2,73/4 = 68\%$ .

Pour effectuer une telle mesure sur une installation en fonctionnement, il suffit de diviser le nombre de Wh consommés pendant un temps donné par le nombre de m<sup>3</sup> d'eau refoulés pendant le même temps et par la hauteur d'élévation.

c) Expression du rendement par considération du nombre de kWh consommés par ch-h en eau montée.

Cette expression, qui fait intervenir une ancienne unité, le cheval-heure, en abrégé ch-h, est encore utilisée dans certains services d'eau. Tout comme la précédente, elle fait intervenir le rendement total  $\rho$  de l'usine. On obtient ainsi un indice  $i'$ .

La puissance en eau montée d'une installation est la valeur de l'expression, exprimée en kW :

$$9,81 \times QH \quad \text{ou, en ch}^{(1)} : \frac{9,81 QH}{0,736}$$

Ce n'est autre que la puissance fournie par la pompe.

Le travail en eau montée sera donc, exprimé en ch-h :

$$\frac{9,81 QH}{0,736} \times \frac{T}{3\,600} \quad (63)$$

les lettres étant toujours exprimées avec les mêmes unités.

Or, le nombre de kWh, consommés pendant T secondes est de :

$$9,81 \frac{QH}{\rho} \times \frac{T}{3\,600} \quad (64)$$

En conséquence, le rapport  $\frac{(64)}{(63)}$  donne, toutes simplifications faites :

$$i' = \frac{0,736}{\rho}$$

<sup>(1)</sup> 1 ch = 0,736 kW.

Nous en déduisons que ce rapport aura une valeur voisine de l'unité et que le rendement sera d'autant meilleur que le rapport sera plus faible. Il ne pourra, toutefois, évidemment, descendre au-dessous de 0,736.

Pratiquement, cet indice de qualité se mesure en divisant la consommation W, lue au compteur électrique, préalablement étalonné, et exprimée en kWh, par la valeur donnée par l'expression (63), c'est-à-dire :

$$\frac{9,81 QH}{0,736} \times \frac{T}{3\,600} \quad \text{ou} \quad \frac{QHT}{270} \quad \text{ou} \quad \frac{VH}{270}$$

avec  $V = QT$ , comme il a été indiqué plus haut.

Donc :

$$i' = \frac{270 W}{VH}$$

d) Mesure du  $\cos \varphi$  de l'installation.

A l'occasion des mesures en vue de la détermination du rendement énergétique, il est bon de vérifier que le  $\cos \varphi$  des installations est acceptable.

On sait effectivement que le facteur de puissance dépend des appareils installés et que les moteurs électriques étant très inductifs, provoquent un déphasage  $\varphi$  du courant I sur la tension U. Pour une puissance active  $P = UI \cos \varphi$  fournie par le réseau sous la tension U, le courant absorbé vaut :

$$I = \frac{P}{UI \cos \varphi}$$

En conséquence, dans l'intérêt de l'usager et pour le réseau lui-même, il y a lieu de rechercher un  $\cos \varphi$  assez grand pour diminuer l'intensité débitée; il est donc indispensable de connaître ou de vérifier la valeur du  $\cos \varphi$ , ce que l'on peut faire en consultant le phasemètre. Les indications de cet appareil peuvent être vérifiées si l'installation comporte un compteur d'énergie active (en kWh) et un compteur d'énergie réactive (en kVarh). Le rapport des lectures des énergies consommées au cours de l'essai de rendement  $\left( \frac{\text{énergie active}}{\text{énergie réactive}} \right)$  donne la valeur de  $\tan \varphi$ , d'où l'on déduit le  $\cos \varphi$ .

Rappelons que la valeur du  $\cos \varphi$  doit être d'au moins 0,86 et que des facturations supplémentaires ou des bonifications sont appliquées par EDF selon les quantités d'énergie réactive consommées.

e) Observation sur la valeur à prendre pour H.

Toutes les mesures de rendement seront ramenées, d'une part, à la hauteur géométrique  $H_g$ , valeur fixe et, d'autre part, à la hauteur d'élévation totale H, variable avec les pertes de charge. La mesure rapportée à H confirmera le rendement du groupe relevé chez le constructeur ou indiquera le rendement moyen des groupes dans le cas d'une marche couplée.

La mesure ramenée à  $H_g$ , reflètera, comparée à l'autre, l'importance de l'énergie consacrée aux pertes de charge. C'est, à notre sens, la mesure qui a la meilleure signification car, en somme, le problème revient à élever l'eau à une hauteur géométrique fixe et bien définie et il y a tout intérêt à ce que ce travail s'effectue avec le moins de pertes possible. De plus, la mesure de rendement énergétique rapportée à  $H_g$  permet de comparer plus facilement plusieurs installations entre elles.



## VII. — Durée des pompages

Quelle durée doit-on assigner à la marche d'une station de pompage?

Dans les *installations importantes des grandes villes*, il est de règle de fonctionner d'une manière continue, 24 h sur 24, sauf éventuellement le délestage d'hiver de 4 h par jour pendant les heures de pointe de l'E.D.F.

L'alimentation des réservoirs s'effectue ainsi d'une manière continue, elle aussi.

Mais, pour les *installations moyennes et petites*, quelle durée doit-on observer?

On a tendance, bien souvent, à utiliser l'énergie d'heures creuses, donc de nuit, afin de réduire les frais d'exploitation et, dans bien des cas, la station est exploitée 10 h sur 24.

Cette conception est défendable quand il s'agit de relever des débits de faible importance. En effet, les groupes de faible puissance ont de mauvais rendements et, si l'exploitation était conduite à raison de 24 h sur 24, les débits relevés seraient 2,4 fois plus faibles. Aussi, afin de rester dans une gamme de groupes rentables, préfère-t-on augmenter le débit horaire par l'artifice de la réduction du temps de pompage. Il apparaît que, pour des débits journaliers égaux ou inférieurs à 150-200 m<sup>3</sup>, ce mode d'exploitation est à conseiller.

Cette restriction mise à part, il est bien certain que, dans le cas d'une exploitation par puits <sup>(1)</sup>, la sollicitation continue d'une nappe sera toujours préférable à des pompages discontinus. Il s'établit, ainsi, un certain équilibre dans l'écoulement souterrain duquel il en résulte, ordinairement, une constance dans la qualité des eaux pompées. Au contraire, en pompages discontinus, par les mouvements de remontée et de descente de la nappe à l'occasion des arrêts et des reprises de pompage, il s'effectue un lessivage des terrains sus-jacents pouvant nuire à la qualité de l'eau. C'est ainsi qu'il n'est pas rare de constater, dans ce cas, une modification de la turbidité à la reprise du pompage, dans la craie notamment.

Enfin, à l'actif de l'exploitation continue, il faut relever l'économie faite sur le diamètre de la conduite de refoulement ainsi que nous l'avons constaté à l'occasion de l'étude économique de cette conduite, ce qui diminue les frais d'investissements. Les groupes électro-pompes fabriqués actuellement sont capables de fournir ce travail et c'est, semble-t-il, vers le mode d'exploitation continu qu'il faille s'orienter.

<sup>(1)</sup> L'exploitation par pompage d'une source ne présente pas le même inconvénient car, sitôt le pompage arrêté, la source continue de s'écouler à la rivière par le trop-plein.

SECTION E. — PROBLÈMES SPÉCIAUX  
RELATIFS AUX ADDUCTIONS

## CHAPITRE PREMIER

PROTECTION DES CONDUITES  
CONTRE LES COUPS DE BÉLIER

## I. — Phénomène du coup de bélier

## a) Vue d'ensemble.

Le coup de bélier est un phénomène oscillatoire dont les causes les plus fréquentes sont les suivantes :

— arrêt brutal, par disjonction inopinée, d'un ou de plusieurs groupes électro-pompes alimentant une conduite de refoulement débitant sur un réservoir, démarrage d'une pompe;

— fermeture instantanée ou trop rapide d'une vanne de sectionnement ou d'un robinet d'obturation placé en bout d'une conduite d'adduction.

Les conduites de refoulement doivent toujours être examinées du point de vue protection contre les coups de bélier. Il en sera de même pour les conduites d'adduction dont le débit se trouve réglé à l'aval par un robinet dont les caractéristiques de fermeture sont connues.

Le coup de bélier, dont la brutalité est susceptible d'entraîner des ruptures de tuyaux, peut atteindre, nous le verrons, des valeurs très élevées pouvant être égales à plusieurs fois la pression de service sur les réseaux à basse pression.

Il est donc de toute première importance d'étudier des moyens propres à limiter ses effets puisqu'il en résultera une économie dans la construction des tuyaux, lesquels sont calculés, notamment, pour résister à une pression intérieure donnée.



## b) Etude sommaire du coup de bélier.

Soit (fig. 235) un réservoir R et une conduite sous pression issue de ce réservoir et susceptible d'être obturée en A par un robinet-vanne.

L'écoulement s'effectue de R vers A.

Analytiquement, appliquons le théorème des projections sur l'axe de la conduite des quantités de mouvement d'une tranche d'eau d'épaisseur  $dx$ . La projection sur cet axe, *axe dont le sens positif est donné par Ax*, des forces extérieures, comprend :

- la composante du poids :  
 $-\varpi S dx \sin \alpha$ ,
- la pression sur une face de la tranche  $dx$  :  $pS$ ,
- la pression sur l'autre face :  
 $-\left(p - \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) S$ .

Supposons  $S$  constant sur toute la longueur de la conduite. Puisque  $m = \frac{\varpi}{g} S dx$ , nous arrivons à l'équation suivante, si  $v$  est la vitesse de l'eau comptée positivement dans le sens d'écoulement,

$$\frac{dv}{dt} = g \left( \sin \alpha + \frac{dz}{dx} \right)$$

avec  $\alpha$  = angle d'inclinaison de la tranche d'eau considérée

$z$  = pression dans la conduite au point considéré :  $z = \frac{p}{\varpi}$ .

Si l'eau est considérée incompressible et la conduite non élastique, on arrive à une solution approchée du problème. On a affaire alors à une oscillation en masse dont le principe sera utilisé plus loin pour le calcul simple de petites installations anti-bélier sur la conduite de refoulement.

Mais, en fait, il faut tenir compte d'une compressibilité de l'eau et de l'élasticité de la conduite. Il n'est plus question d'oscillation en masse, mais d'un régime dit transitoire, où la pression et le débit varient à la fois dans le temps et en chaque point de la conduite.

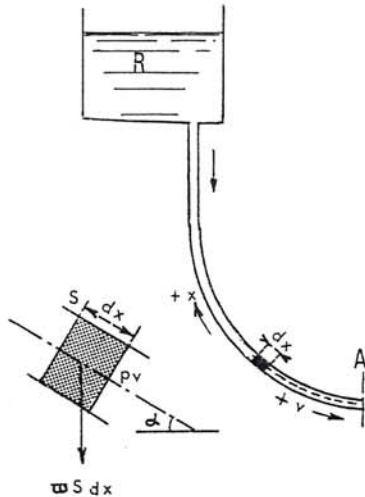


FIG. 235. — Conduite issue d'un réservoir avec robinet en A.

Le calcul conduit alors à des équations étudiées par ALLIEVI, d'une résolution numérique fastidieuse et pouvant se mettre sous la forme :

$$\left\{ \begin{array}{l} b = F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \\ -a \frac{(v - V_0)}{g} = F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \end{array} \right. \quad (65)$$

$$(66)$$

où  $b$  est la valeur du coup de bélier,  $F$  et  $f$  étant des signes fonctionnels.

Imaginons un observateur mobile, se déplaçant à la vitesse constante  $a$  selon la loi :

$$x = at + C^e \quad (67)$$

D'après les conventions ci-dessus,  $x$  étant positif dans le sens contraire à l'écoulement, l'observateur remonte le courant, et, d'après (67) :

$$\left(t - \frac{x}{a}\right) = C^e$$

En conséquence, pour cet observateur,  $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$  représente toujours la même valeur, où qu'il se trouve.  $F$  caractérise donc une onde qui se propagerait dans la conduite avec une vitesse  $a$ .

Nous verrions, de même, que pour un observateur se déplaçant à une vitesse  $-a$ , c'est-à-dire dans le sens du courant,  $f\left(t + \frac{x}{a}\right)$  représenterait une onde qui se propagerait en sens inverse de la première.

ALLIEVI donne pour la vitesse  $a$  de l'onde, ou célérité, la valeur suivante :

$$a = \frac{9\,900}{\sqrt{48,3 + K \frac{D}{e}}}$$

où  $D$  = diamètre intérieur de la conduite, en mètres,

$e$  = épaisseur du tuyau, en mètres,

$K = 0,5$  (acier),  $1$  (fonte),  $4,4$  (amiante-ciment),  $5$  (plomb, béton).

Pour le béton armé ( $K = 0,5$  avec une épaisseur fictive :

$$e = e_m \left( 1 + \frac{1}{m} \frac{e_b}{e_m} \right)$$

où  $e_b$  = épaisseur du béton,

$e_m$  = épaisseur équivalente à la section totale du métal dans une section normale de tuyau.



## c) Représentation graphique du phénomène.

En additionnant et en retranchant membre à membre les équations (65) et (66) ci-dessus, on obtient :

$$b - \frac{a}{g} (v - V_0) = 2F$$

$$b + \frac{a}{g} (v - V_0) = 2f$$

Appelons :

$S$  la section de la conduite,

$Q_0, V_0$  le débit et la vitesse en régime permanent,

$q, v$ , le débit et la vitesse à un instant quelconque.

Les équations ci-dessus peuvent s'écrire comme suit :

$$b = \frac{a}{gS} (q - Q_0) + 2F \quad (68)$$

$$b = -\frac{a}{gS} (q - Q_0) + 2f \quad (69)$$

Or, nous venons de voir que, pour un observateur se déplaçant en sens inverse du courant, à la vitesse  $a$ , la valeur de  $F$  restait toujours la même.

En conséquence, si l'on rapporte  $q$  et  $b$  à deux axes  $OB$  et  $OQ$ , (68), pour une valeur de  $F$ , est l'équation d'une droite de pente  $+\frac{a}{gS}$  (fig. 236),

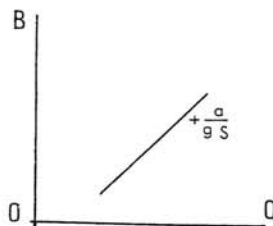


FIG. 236.

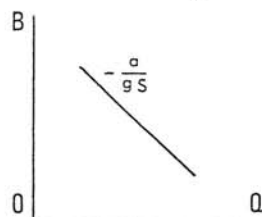


FIG. 237.

FIG. 236 et 237. — Caractéristiques de la conduite en régime transitoire.

De même, pour un observateur se déplaçant dans le sens du courant à la vitesse  $-a$ , la valeur de  $f$  reste constante et, dans le même système de coordonnées, (69), pour une valeur de  $f$ , est l'équation d'une droite de pente  $-\frac{a}{gS}$  (fig. 237).

Cette représentation est la base de la méthode graphique de BERGERON qui exprime que, pour un observateur se déplaçant à la vitesse  $a$  des ondes, parti d'un point donné à un temps donné où les caractéristiques  $Q_0H_0$  du régime sont connues, la pression et le débit sont liés par une loi linéaire. Si l'on imagine alors deux observateurs partant à la rencontre l'un de l'autre des extrémités d'un tronçon de conduite, ils verront les points du régime se déplacer sur des droites  $+\frac{a}{gS}$  pour l'un et  $-\frac{a}{gS}$  pour l'autre, de sorte qu'à leur rencontre, c'est-à-dire à l'intersection des droites, ils ne pourront constater que le même débit et la même pression.

On a coutume de désigner ce point par un chiffre et une lettre (ex. : 1 A) qui donnent les caractéristiques  $qh$  du régime au temps 1 pour le point A (fig. 238).

L'horizontale passant par O n'est autre que celle correspondant à la pression statique  $H_0$ . Le point 1 A, qui est au-dessus de  $H_0$ , correspond à une surpression et nous avons :

pression totale dans la conduite =  $H_0 + Ob$ .

S'il était au-dessous de  $H_0$ , il correspondrait à une dépression et nous aurions :

pression restante dans la conduite =  $H_0 - Ob'$ .

Pour tracer une droite  $+\frac{a}{gS}$  il suffira

de connaître le point figuratif du régime

correspondant à l'instant et au lieu de départ de l'observateur mobile, par exemple au moment où l'on passe du régime permanent au régime transitoire, c'est-à-dire le point  $Q_0H_0$  du régime permanent.

En ce qui concerne le tracé pratique de cette droite, il faut tenir compte de l'échelle des  $b$  et des  $q$ .

Exemple : conduite  $\varnothing$  0,600 m ;  $S = 0,2827 \text{ m}^2$  ;  $a = 950 \text{ m/s}$

$$\frac{a}{gS} = \frac{950}{9,81 \times 0,2827} = 342,6 \quad (\text{dimension TL}^{-2})$$

$$\text{Or,} \quad \frac{a}{gS} = \frac{b}{q} = 342,6$$

Puisque  $\frac{b}{q}$  a aussi pour dimension  $\text{TL}^{-2}$ , on peut écrire :

$$\frac{b}{q} = \frac{342,6 \text{ m}}{1 \text{ m}^3/\text{s}}, \quad \text{de même dimension}$$

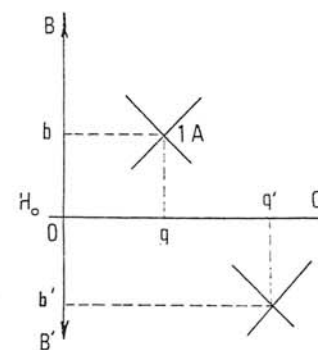


FIG. 238. — Principe de la détermination du régime au temps 1 pour le point A.

Si l'échelle des  $h$  est graduée à raison de 1 cm pour 2 m, 342,6 m seront représentés par 171,3 cm ; si l'échelle des débits est graduée à raison de 1 cm pour 50 m<sup>3</sup>/h ou 0,0139 m<sup>3</sup>/s, 1 m<sup>3</sup>/s sera représenté par 72 cm. Donc, la pente de  $\frac{a}{gS}$  sera  $\frac{171,3}{72} = 2,38$  à l'échelle de l'épure.

Nous verrons, plus loin, un tracé plus direct.

Au lieu de considérer deux observateurs, nous pouvons n'en considérer qu'un seul qui ferait la navette entre les extrémités du tronçon étudié et qui constaterait, à chaque fois, l'état  $qh$  du régime en chacun de ses points extrêmes. Nous retrouvons ainsi les droites  $+\frac{a}{gS}$  et  $-\frac{a}{gS}$ , puisque le parcours s'effectue dans les deux sens.

Le point de rebroussement des droites  $\frac{a}{gS}$  est alors donné par l'intersection de l'une de ces droites avec une autre caractéristique telle qu'une courbe caractéristique de fermeture de vanne, un lieu de débit nul (verticale OB), un lieu de coup de bélier nul (horizontale OQ). Nous en verrons des exemples plus loin.

#### d) Analyse physique du phénomène du coup de bélier.

Après avoir donné une vue mathématique du phénomène, nous en donnerons une analyse physique en nous plaçant dans le cas d'une conduite de refoulement dont le débit  $Q_0$  se trouve brusquement arrêté à la suite d'une disjonction. Nous admettrons une élasticité de la conduite et une compressibilité de l'eau (fig. 239).

Supposons la colonne liquide constituée de tranches infiniment rapprochées. Survient l'arrêt brusque et instantané. Quatre phases peuvent alors être envisagées.

**1<sup>re</sup> phase.** — Par suite de son inertie, la colonne va poursuivre son chemin ascendant, mais, n'étant plus alimentée, il va en résulter, derrière elle, une dépression; l'eau se déprime. Chaque tranche considérée de la conduite se contracte successivement par diminution élastique du diamètre. Une onde de dépression prend naissance au départ de la pompe et se

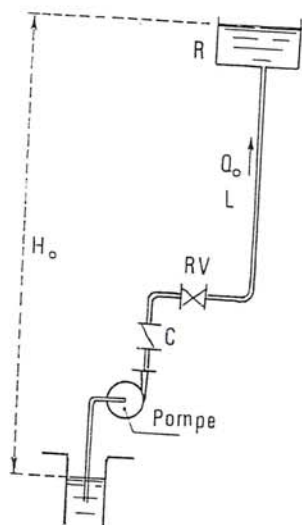


FIG. 239. — Cas de la conduite de refoulement.

propage jusqu'au réservoir à une vitesse, ou célérité, désignée comme ci-dessus par  $a$ .

Si la distance entre la pompe et le réservoir est  $L$ , le temps mis par cette onde pour atteindre le réservoir est  $\frac{L}{a}$ . Au bout de ce temps, la conduite est en dépression sur toute sa longueur et l'eau est alors immobile.

**2<sup>e</sup> phase.** — Par suite de son élasticité, la conduite reprend son diamètre primitif et, cela, de proche en proche, en considérant les tranches successives à partir du réservoir. L'eau revient alors dans la conduite et, au bout d'un nouveau temps  $\frac{L}{a}$ , c'est-à-dire à  $\frac{2L}{a}$  depuis l'origine du phénomène, toute l'eau est redescendue, mais va se trouver arrêtée par le clapet de la pompe, qui, entre temps, s'est fermé.

**3<sup>e</sup> phase.** — En raison de cet arrêt, la 1<sup>re</sup> tranche en contact avec le clapet va se trouver comprimée, entraînant une dilatation de la conduite. Les tranches qui suivent vont subir le même sort avec les mêmes conséquences pour la conduite, l'onde de pression gagnant de proche en proche, dans le sens pompe-réservoir, toute la canalisation. Au bout d'un nouveau temps  $\frac{L}{a}$ , c'est-à-dire à  $\frac{3L}{a}$  depuis l'origine, toute la conduite sera dilatée avec une eau surpressée, immobile.

**4<sup>e</sup> phase.** — Grâce à l'élasticité de la conduite, celle-ci, agissant à la manière d'un ressort, reprend, de proche en proche, à partir du réservoir et en allant vers la pompe, son diamètre primitif, les tranches d'eau successives reprenant leurs dimensions premières. Au bout d'un nouveau temps  $\frac{L}{a}$ , c'est-à-dire à  $\frac{4L}{a}$  depuis l'origine, nous nous retrouverons dans la même situation qu'au moment de l'arrêt brusque de la pompe. La période du mouvement est donc  $\frac{4L}{a}$ .

Le phénomène se reproduirait indéfiniment s'il n'était pas freiné, amorti, par les pertes de charge résultant du frottement de l'eau dans la conduite.

Ce phénomène, pour le cas d'une conduite de refoulement, est donc caractérisé, tout d'abord, par une dépression, puis par une surpression.

L'analyse du phénomène, dans le cas d'un arrêt brusque en A (fermeture rapide d'une vanne) d'un écoulement dans une conduite



d'adduction en provenance d'un réservoir est exactement la même sauf, toutefois, qu'il commence par une surpression, puis s'achève par une dépression (fig. 240). Il suffirait de reprendre les explications données ci-dessus pour l'arrêt d'une pompe en commençant à la 3<sup>e</sup> phase (3<sup>e</sup>, 4<sup>e</sup> puis 1<sup>re</sup> et 2<sup>e</sup>).

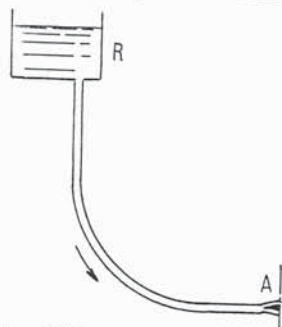


FIG. 240. — Cas de la conduite d'adduction réglée en A.

Dans l'un comme dans l'autre cas, le coup de bélier est maximal à la pompe (conduite de refoulement) ou au robinet d'arrêt A (conduite d'adduction) et nul à l'autre extrémité.

#### e) Valeur numérique du coup de bélier.

1<sup>o</sup> Cas de la fermeture brusque. — Considérons une conduite issue d'un réservoir et comportant un robinet en A. Soit L la longueur de la conduite (fig. 241).

Prenons comme unité de temps la valeur  $\frac{L}{a}$ , a étant la célérité des ondes,  $\frac{L}{a}$  le temps mis par une onde pour aller de R à A.

La fermeture brusque en A est celle qui se produit aussitôt après le temps zéro, à  $0 + \epsilon$ . Mais, au temps 0, le régime, au départ du réservoir,

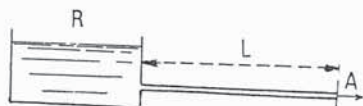


FIG. 241.

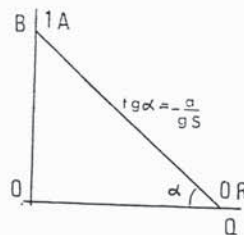


FIG. 242.

FIG. 241 et 242. — Cas de la fermeture brusque.

est caractérisé, dans le système de coordonnées QB, par un point OR sur l'axe OQ (fig. 242).

En effet, juste avant la fermeture brusque, le coup de bélier n'existe pas ( $B = 0$ ) et le débit est celui  $Q_0$  du régime permanent.

Imaginons un observateur partant à ce temps 0 de R, allant vers A. Il descend le courant, donc voit les points du régime sur la droite  $-\frac{a}{gS}$ .

A son arrivée en A, c'est-à-dire au temps 1, il trouve la vanne fermée. Or, le régime au temps 1 a également pour lieu la droite OB ( $Q = 0$ ).

Le point figuratif du régime au temps 1 sera en conséquence donné par l'intersection des deux caractéristiques et on aura :

$$\begin{aligned} OB &= Q_0 \operatorname{tg} \alpha \\ &= Q_0 \frac{a}{gS} \end{aligned} \quad (70)$$

Remplaçons  $Q_0$  par  $SV_0$ ,  $V_0$  étant la vitesse initiale de l'eau dans la conduite :

$$OB = SV_0 \frac{a}{gS}$$

$$OB = \frac{aV_0}{g}$$

(71)

Etant au-dessus de OQ, le point B correspond à une surpression.

La valeur maximale du coup de bélier peut donc atteindre  $B = \frac{aV_0}{g}$ .

Remarque. — On en déduit une conséquence pour le tracé pratique d'une droite  $\frac{a}{gS}$  : il suffit de joindre le point de départ de l'observateur en régime permanent à la valeur  $\frac{aV_0}{g}$  calculée pour la valeur maximale du coup de bélier.

2<sup>o</sup> Cas de la fermeture lente. — Elle est caractérisée par un temps de fermeture supérieur à  $\frac{2L}{a}$ , c'est-à-dire supérieur à un aller et retour d'onde.

Si  $Q_0$  est le débit au temps 0, il passera encore, après un temps  $\frac{2L}{a}$

un débit  $q$  (fig. 243). En conséquence, la valeur de la surpression sera, d'après (70) :

$$b = \frac{a}{gS} (Q_0 - q)$$

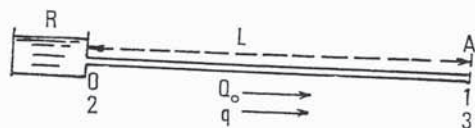


FIG. 243. — Cas de la fermeture lente.

Supposons que le temps de fermeture soit  $t = n \frac{2L}{a}$  et que, pendant ce temps, le débit varie linéairement. Nous aurons :

$$Q_0 - q = \frac{Q_0}{n}$$

On en déduit :

$$\frac{Q_0}{n} = Q_0 \frac{2L}{at}$$

d'où :

$$b = \frac{a}{gS} \times \frac{2Q_0L}{at}$$

$$b = \frac{2Q_0L}{gSt}$$

ou, puisque  $Q_0 = SV_0$  :

$$b = \frac{2SV_0L}{gSt} = \frac{2LV_0}{gt}$$

C'est la formule dite de MICHAUD.

Remarquons que, si, dans cette formule, on fait  $t = \frac{2L}{a}$ , on retrouve la valeur du coup de bélier par fermeture brusque.

En conclusion.

Si  $t \leq \frac{2L}{a}$ , le coup de bélier a pour valeur maximale (en mètres d'eau) :

$$B = \frac{aV_0}{g}$$

Si  $t > \frac{2L}{a}$ , le coup de bélier est moins important et a pour valeur (en mètres d'eau) :

$$b = \frac{2LV_0}{gt}$$

Ceci montre l'intérêt :

— pour les conduites d'adduction, d'adopter des robinets à fermeture lente, pour tomber dans le cas de la formule de MICHAUD ;

A cet effet, nous rappelons qu'un robinet-vanne ordinaire n'est efficace qu'en fin de course de fermeture ou qu'en début d'ouverture. En conséquence, ce sont les tout derniers ou les tout premiers tours qui sont dangereux. Pratiquement, donc, un tel robinet peut se fermer assez rapidement, à condition de ralentir beaucoup la manœuvre en fin de fermeture, manœuvre dont la durée devra, en tout état de cause, être nettement supérieure à  $\frac{2L}{a}$ . Les conclusions seraient analogues pour la manœuvre d'ouverture : d'abord très lente, puis, éventuellement plus rapide.

— pour les conduites de refoulement, de connaître le temps mis par un groupe pour s'arrêter et qui devra, si possible, être supérieur à  $\frac{2L}{a}$ . Nous verrons plus loin les artifices employés pour prolonger ce temps d'arrêt.

Par ailleurs, nous constatons que le coup de bélier est :

- proportionnel à la vitesse de l'eau dans la conduite;
- proportionnel à la longueur de la conduite.

Il est, toutefois, indépendant de la pression statique.

Il est donc possible d'avoir, comme valeur maximale de la pression dans une conduite, exprimée en mètres d'eau, et si  $H_0$  est la pression avant l'apparition du coup de bélier :

$$H_0 + B \quad \text{ou} \quad H_0 + \frac{aV_0}{g} \quad (\text{cas de la surpression}) \quad (72)$$

et comme valeur minimale (en mètres d'eau) :

$$H_0 - B \quad \text{ou} \quad H_0 - \frac{aV_0}{g} \quad (\text{cas de dépression}) \quad (73)$$



Les maximum et minimum ci-dessus ont lieu, soit au droit du robinet de réglage (conduite d'adduction), soit au droit de la pompe (conduite de refoulement).

L'expression (72) montre que la pression maximale pouvant régner dans une conduite peut atteindre facilement et même dépasser plusieurs fois  $H_0$  (cas des réseaux à basse pression). En effet  $\frac{aV_0}{g}$ , pour une vitesse courante de 1 m/s, est égal à environ 100 m d'eau ou 10 bars.

L'expression (73) montre qu'une conduite peut être mise facilement sous vide avec toutes les conséquences que cela peut comporter (aplatissement, poche de vapeur saturante, etc...).

C'est ainsi que lorsque l'on examine le comportement d'une conduite en régime transitoire dépression, il ne faut pas que la valeur éventuellement négative trouvée pour la pression restante dépasse en valeur absolue celle de la pression atmosphérique, soit 10 m d'eau environ. Il sera plus prudent de rester en deçà de 8,00 m.

#### f) Répartition du coup de bélier le long de la conduite.

En cas d'arrêt brusque ( $t \leq \frac{2L}{a}$ ), le coup de bélier, maximal près de la pompe (cas de la conduite de refoulement), ou près du robinet de réglage d'extrémité (cas de la conduite d'adduction) conserve sa valeur maximale  $\frac{aV_0}{g}$  jusqu'à une distance égale à  $(L - \frac{at}{2})$ , puis décroît pour devenir nul à l'autre extrémité.

Nous pourrions donc avoir les cas représentés par les figures 244 et 245, les pertes de charge dans la conduite étant négligées.

Nous remarquons, notamment, que si la conduite de refoulement présente un point haut P, il y aura risque de cavitation, c'est-à-dire formation d'une poche de vide, si :  $h - (H_0 - B) > 8,00$  m.

En cas d'arrêt lent ( $t > \frac{2L}{a}$ ), le coup de bélier décroît linéairement depuis sa valeur maximale  $\frac{2LV_0}{gt}$  jusqu'à zéro, à l'autre extrémité.

Ce sera la répartition qui sera admise dans l'étude des installations équipées en vue d'atténuer les effets du coup de bélier. On pourra ainsi tracer la ligne piézométrique en régime transitoire et examiner si certains

points du tracé en profil ne risquent pas d'être soumis à la cavitation. En fait, cette répartition linéaire n'est qu'approchée et l'on démontre

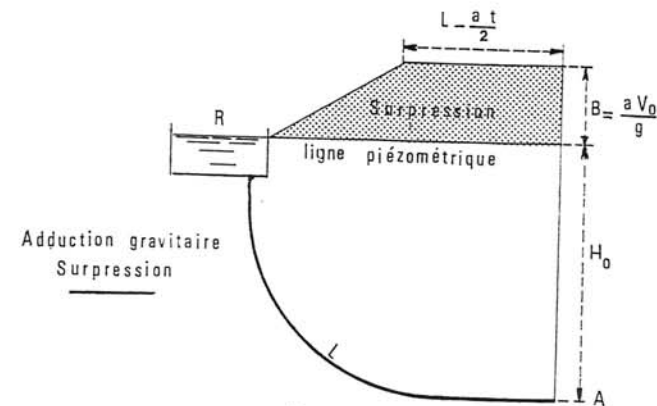


FIG. 244.

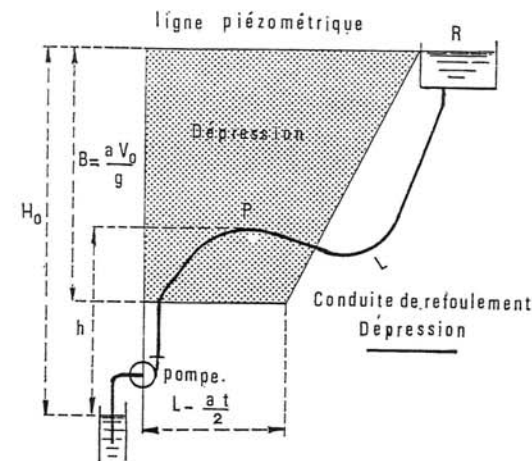


FIG. 245.

FIG. 244 et 245. — Répartition du coup de bélier (fermeture brusque).

qu'elle n'est rigoureusement applicable que si le problème est considéré sous sa forme simplifiée d'oscillation en masse. Elle est néanmoins suffisante pour les cas courants <sup>(1)</sup>.

<sup>(1)</sup> Un tracé plus précis de la répartition des pressions le long de la conduite pourrait être obtenu, dans les exemples qui suivent, en considérant plusieurs observateurs répartis également sur le tracé et parcourant chacun une fraction du parcours au lieu de ne considérer qu'un seul observateur faisant l'aller et retour sur toute la longueur.

Dans les cas envisagés, on aura les diagrammes donnés par les figures 246 et 247.

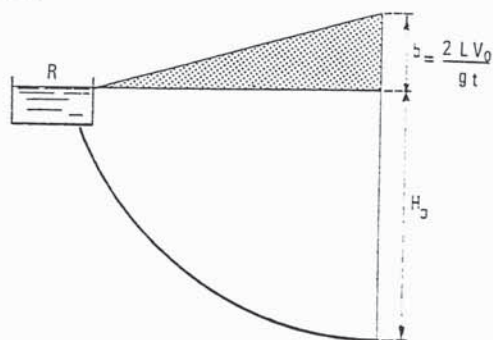


FIG. 246

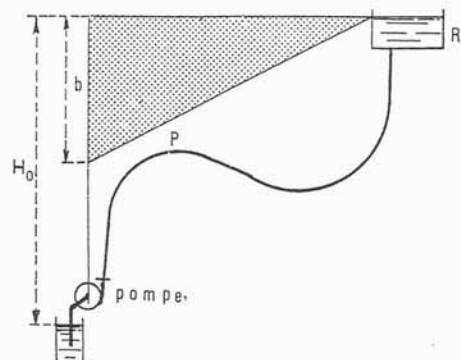


FIG. 247

Nous pouvons constater l'avantage retiré, dans le cas du refoulement, pour le point haut P qui bénéficie encore d'une pression positive. Mais, si le profil du refoulement est celui représenté sur la figure 248 et que la dépression soit importante au départ, il y aura tout intérêt à protéger cette conduite plus efficacement.

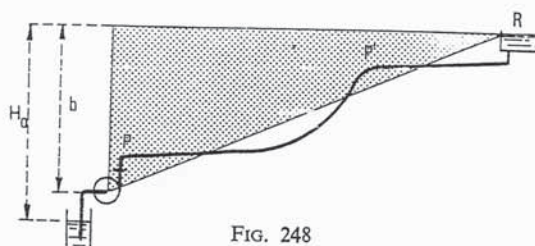


FIG. 248

FIG. 246 à 248. — Répartition du coup de bélier (fermeture lente).

### g) Conclusions.

Nous venons de dégager les notions essentielles concernant, d'une part, le phénomène du coup de bélier et, d'autre part, sa représentation.

Nous en avons vu toute l'importance et la nécessité d'étudier à chaque fois la question de très près.

Nous allons voir maintenant, par des exemples, comment on étudie la marche du phénomène selon les cas qui se présentent et en utilisant la méthode graphique de BERGERON.

Nous étudierons tout d'abord l'incidence du coup de bélier dans une conduite d'adduction gravitaire dont on manœuvre, selon une loi donnée, le robinet d'extrémité et nous donnerons les corrections à apporter pour tenir compte des pertes de charge dans la conduite.

Puis, nous traiterons de la protection des conduites de refoulement.

## II. — Exemple de calcul du coup de bélier dans le cas d'une conduite forcée d'adduction gravitaire

Soit le problème suivant :

On se propose de trouver la valeur maximale de la surpression et de la dépression dans une conduite d'adduction gravitaire résultant de la fermeture, puis de l'ouverture d'une vanne située à l'aval (régulation aval), dans les conditions suivantes (voir planche XXIV) :

Diamètre de la conduite  $\varnothing = 1,00$  m; épaisseur  $e = 10$  mm; nature du tuyau : acier. Longueur 3 000 m. Pression statique  $H_0 = 100$  m. En régime permanent, et pour cette pression, le débit que laisse passer la vanne, dans sa position réglée pour la marche normale est  $Q_0 = 1$  m<sup>3</sup>/s. A un moment donné (temps 0), la vanne se ferme doucement et, au bout de 12 secondes, la section offerte au passage de l'eau est le 1/5 de celle du départ. Cette vanne est laissée ouverte ainsi pendant 6 secondes et, ensuite, elle est ouverte à nouveau de façon qu'au bout de 12 secondes on retrouve la pleine section initiale. On supposera l'ouverture et la fermeture de la vanne linéaires en fonction du temps et on négligera les pertes de charge dans la conduite.

Valeur de la célérité :

$$a = \frac{9\,900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \times \frac{1}{0,01}}} = 1\,000 \text{ m/s}$$

$$\text{Puisque } L = 3\,000, \quad \frac{L}{a} = \frac{3\,000}{1\,000} = 3 \text{ secondes.}$$



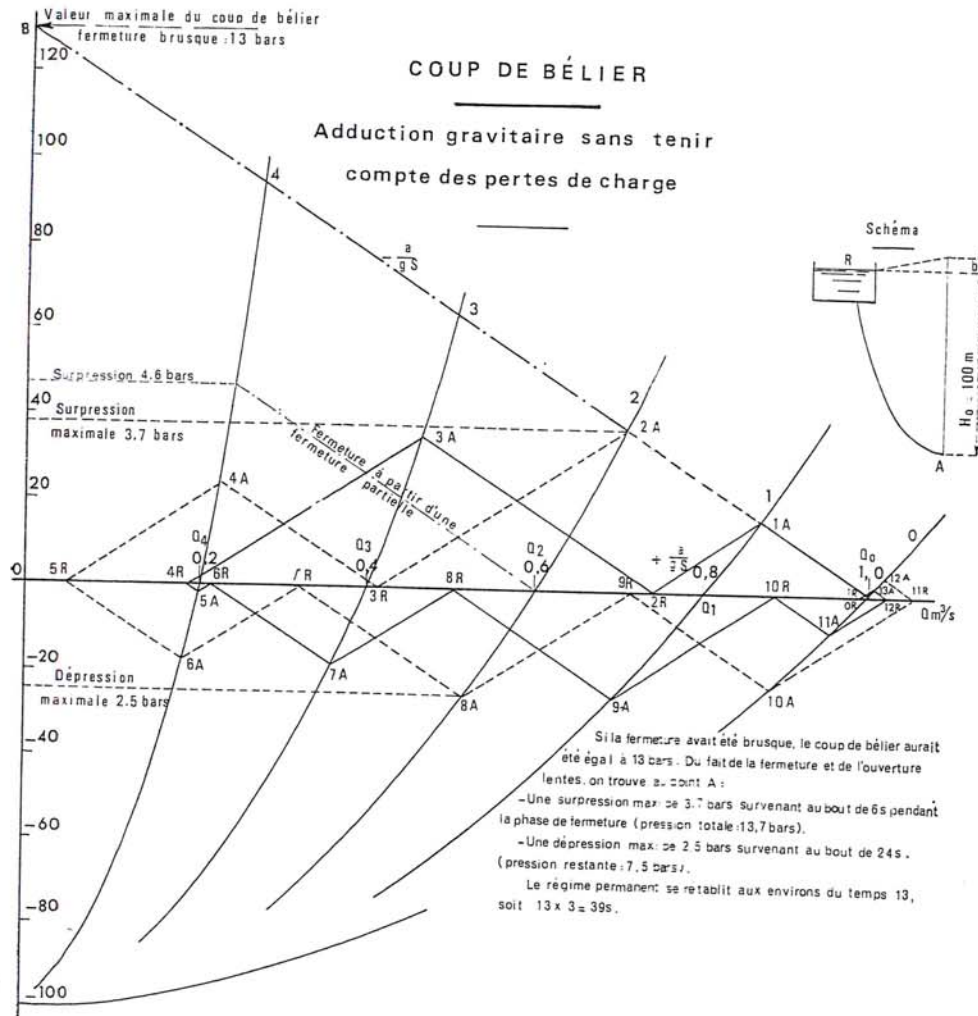


PLANCHE XXIV

Cette valeur de 3 secondes sera prise comme unité de temps.

Dans un système de coordonnées QB, les caractéristiques de fermeture de la vanne seront représentées, d'abord au temps 0 (ouverture totale), puis aux temps 1, 2, 3 et 4, ces temps étant espacés de 3 secondes. Au temps 4, c'est-à-dire à  $3 \times 4 = 12$  s du temps 0, la section S de passage dans la vanne est devenue  $\frac{S}{5}$ .

Ces caractéristiques successives sont des paraboles à axe vertical confondu avec OB et tangentes en un point  $-H_0$  tel que  $OH_0 = 100$  m. En effet, pour un degré d'ouverture quelconque, le débit qui passe dans la vanne résulte de la formule générale (voir figure sur la planche XXIV):

$$Q = m\Omega \sqrt{2g(H_0 + b)}$$

où  $\Omega$  est la section réduite,  $m$  le coefficient de contraction,  $H_0$  la pression statique et  $b$  la surpression due au coup de bélier, d'où :

$$H_0 + b = \frac{Q^2}{2gm^2\Omega^2}$$

et, si  $Q = 0$ ,  $b = -H_0$ .

Au temps 0, la parabole passe aussi par le point  $Q_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ , puisqu'à ce moment, il n'y a aucun coup de bélier  $B = 0$ , la fermeture n'ayant pas commencé. Avec ces deux points ( $-H_0$  et  $Q_0$ ) la courbe peut être tracée.

Le tracé des autres paraboles sera simple puisque l'on suppose une fermeture linéaire <sup>(1)</sup>. Ces courbes passeront par  $Q_1, Q_2, Q_3$  et  $Q_4$  tels que  $Q_0Q_1 = Q_1Q_2 = Q_2Q_3 = Q_3Q_4 = \frac{1}{5} = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$  et seront tangentes en  $-H_0$  (on suppose  $m$  constant quel que soit  $\Omega$ ).

Voyons maintenant le tracé graphique du coup de bélier, selon la méthode de BERGERON :

1° Considérons un observateur mobile partant de R au temps zéro. Sur le graphique, sa position à ce temps est en 0R sur l'axe OQ au point  $Q_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ . Se dirigeant vers A, il descend le courant; la caractéristique du régime est donc la droite de pente  $-\frac{a}{gS}$ . Arrivant en A au temps 1, l'observateur trouve la vanne en position 1 de fermeture. On a ainsi le point 1A. Retournant vers R, l'observateur remonte le courant

<sup>(1)</sup> Le problème serait résolu de la même manière pour toute autre loi de fermeture; cette loi peut être donnée par le constructeur de la vanne.

et la caractéristique du régime est la droite de pente  $-\frac{a}{gS}$ . Quand il arrive en R au temps 2, la surpression étant nulle au réservoir, on a le point 2 R sur l'axe OQ.

L'observateur repart alors vers A (droite  $-\frac{a}{gS}$ ) et trouve la vanne fermée en position 3 (point 3 A); il retourne vers R (droite  $+\frac{a}{gS}$ ) où il arrive au temps 4 et où la surpression est nulle au réservoir (point 4 R).

A ce moment, il s'est écoulé 12 secondes depuis le début de la fermeture; la vanne va donc rester pendant 6 s (1 aller-retour) dans la même position, avec la même caractéristique.

En conséquence, au temps 5, l'observateur arrivant en A trouve encore la vanne en position 4 (point 5 A). Revenant en R, on a le point 6 R et au temps 7, il trouve en A la vanne qui s'est rouverte dans la même position qu'elle occupait en 3. Il est continué ainsi jusqu'à ce que les surpressions ou dépressions soient pratiquement nulles, l'onde changeant de sens à la rencontre d'une autre caractéristique.

2° Les mêmes constructions sont refaites en considérant un deuxième observateur partant de R au temps 1 car, au réservoir, le régime initial dure jusqu'au temps 1.

C'est ainsi, qu'au départ, le point 1 R est confondu avec 0 R.

Au temps 2, le deuxième observateur arrive en A et trouve la vanne ouverte en position 2 (point 2 A). Repartant vers le réservoir (droite  $+\frac{a}{gS}$ ) il y arrive au temps 3 (point 3 R). Ensuite, allant vers A, il arrive au temps 4 juste au moment où la vanne va rester à la même position pendant 6 secondes (point 4 A). En conséquence, au temps 5, il est au réservoir (point 5 R) et au temps 6 il est en A où il trouve la vanne toujours en même position (point 6 A).

Puis, la vanne s'ouvrant, l'observateur sera en 7 R au temps 7, puis en 8 A au temps 8 sur la caractéristique de fermeture de position 2 de la vanne, etc... (les droites se rapportant au deuxième observateur ont été portées en pointillé sur le graphique).

Il suffit alors de lire sur le graphique :

— *au-dessus de O* : la valeur maximale de la surpression à la fermeture : 3,7 bars environ survenant au bout de 6 secondes. La pression en A dans la conduite est donc de  $100 + 37 = 137$  mètres d'eau ou environ 13,7 bars ;

— *au-dessous de O* : la valeur maximale de la dépression à l'ouverture de la vanne : 2,5 bars environ survenant au bout de 24 secondes. La pression en A dans la conduite est encore de  $100 - 25 = 75$  m d'eau ou 7,5 bars.

Finalement, le régime permanent est pratiquement rétabli aux environs du temps 13, soit après  $13 \times 3 \text{ s} = 39$  secondes.

*Remarques.* — Dans le cas d'une conduite d'adduction gravitaire, une ouverture de vanne donne lieu à une dépression dont il y a lieu d'examiner les effets, éventuellement.

Une rupture de conduite survenant inopinément donne également lieu à un phénomène dépressionnaire pour la partie en amont de l'éclatement puisqu'il est analogue à une ouverture brusque. *Il peut donc survenir une seconde rupture, de ce fait, si la dépression est telle qu'elle provoque l'aplatissement de la conduite.*

Remarquons, également, qu'une fermeture de vanne à partir d'une position de fermeture donnée engendre une surpression plus importante que celle obtenue à partir de la position d'ouverture totale. En effet, le point de départ des droites  $-\frac{a}{gS}$  est donné par l'intersection de OQ avec la parabole correspondant à la position de fermeture envisagée, ce point étant celui du régime permanent pour la position considérée. La construction montre que, dans ce cas, les points obtenus donnent lieu à des surpressions plus importantes que celles résultant d'une fermeture à partir de la vanne complètement ouverte (voir construction sur planche XXIV).

### III. — Prise en compte des pertes de charge dans la conduite

Jusqu'à maintenant, les pertes de charge dans la conduite ont été négligées.

La prise en compte de ces pertes de charge, quand elles sont importantes, intervient favorablement pour diminuer la valeur du coup de bélier en raison de la dissipation d'énergie engendrée par le frottement de l'eau le long des parois.

Pour simplifier la résolution du problème et le ramener au problème simple où l'on ne tient pas compte de ces pertes de charge, on suppose que toutes ces pertes sont concentrées en un seul point, comme si un diaphragme existait en ce point, l'extrémité A de la conduite, par exemple, et créait une perte de charge analogue.

La perte de charge étant proportionnelle au carré du débit, ses variations sont représentées par une parabole.



Dans l'hypothèse envisagée ci-dessus et pour le sens d'écoulement de B vers A, on peut dire qu'avant le diaphragme (fig. 249) la pression est  $H_0$  dans la conduite puis, en A, elle diminue brusquement à : ( $H_0$  — pertes de charge) du fait du diaphragme.

Les conséquences pour la représentation graphique sont les suivantes :

Si, dans le diagramme classique (fig. 250) on représente la parabole P des pertes de charge tangente en O et que C soit la caractéristique, pour

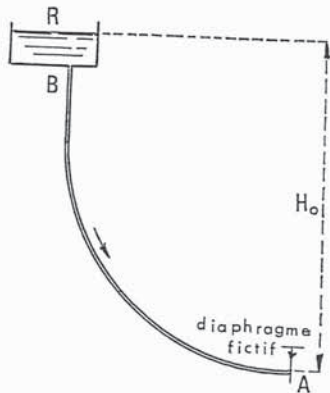


FIG. 249. — Prise en compte des pertes de charge.

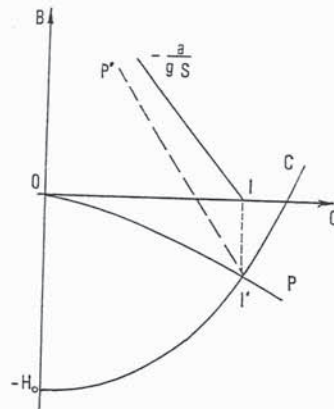


FIG. 250. — Prise en compte des pertes de charge dans la représentation graphique.

le régime normal, de la vanne (supposée associée au diaphragme) située en A, le point figuratif du régime en A, sitôt le diaphragme franchi, est en I', à l'intersection des courbes P et C. Mais, en amont du diaphragme fictif, nous sommes dans le cas où la perte de charge n'existe pas et le point figuratif est en I, projection de I' sur OQ, ce qui permet d'avoir le point de départ en I de la droite caractéristique  $-\frac{a}{gS}$  (l'écoulement se fait de B vers A), tout comme s'il n'était pas tenu compte des pertes de charge.

II' représente la perte de charge dans le diaphragme, c'est-à-dire dans la conduite pour le passage du débit du régime normal. Si l'on déduit de la droite  $-\frac{a}{gS}$  les ordonnées successives de la parabole P on obtient une parabole P' qui sera utilisée pour la détermination des points tels que I' et I.

L'exemple suivant nous montrera l'application de ces conclusions.

Soit une conduite de  $\varnothing = 0,500$  m, de 1 000 m de longueur, débitant 400 l/s. La fermeture est assurée par une vanne-papillon qui opère ce travail en 8 secondes. Quelle sera la valeur de la surpression si la célérité  $a = 1\,000$  m/s? Il sera tenu compte des pertes de charge; la charge statique est de 50 m d'eau (voir planche XXV). Fermeture linéaire en fonction du temps.

Prenons pour unité de temps  $\frac{L}{a} = \frac{1\,000}{1\,000} = 1$  s et traçons les huit

paraboles caractéristiques de fermeture, la parabole 0 étant celle du régime de marche normale et la droite OB étant le lieu de débit nul. C'est donc sur OB que se fermera la construction géométrique.

Traçons, en outre, la parabole des pertes de charge.

Pour la clarté de la figure, on ne considérera que le cas de l'observateur partant de R au temps 1, c'est-à-dire à un temps correspondant encore au régime initial pour le réservoir.

Le point (1 R)' est déterminé par l'intersection de la parabole 0 et de la parabole des pertes de charge. Rapporté aux axes OB, OQ, le point correspondant 1 R est sur OQ.

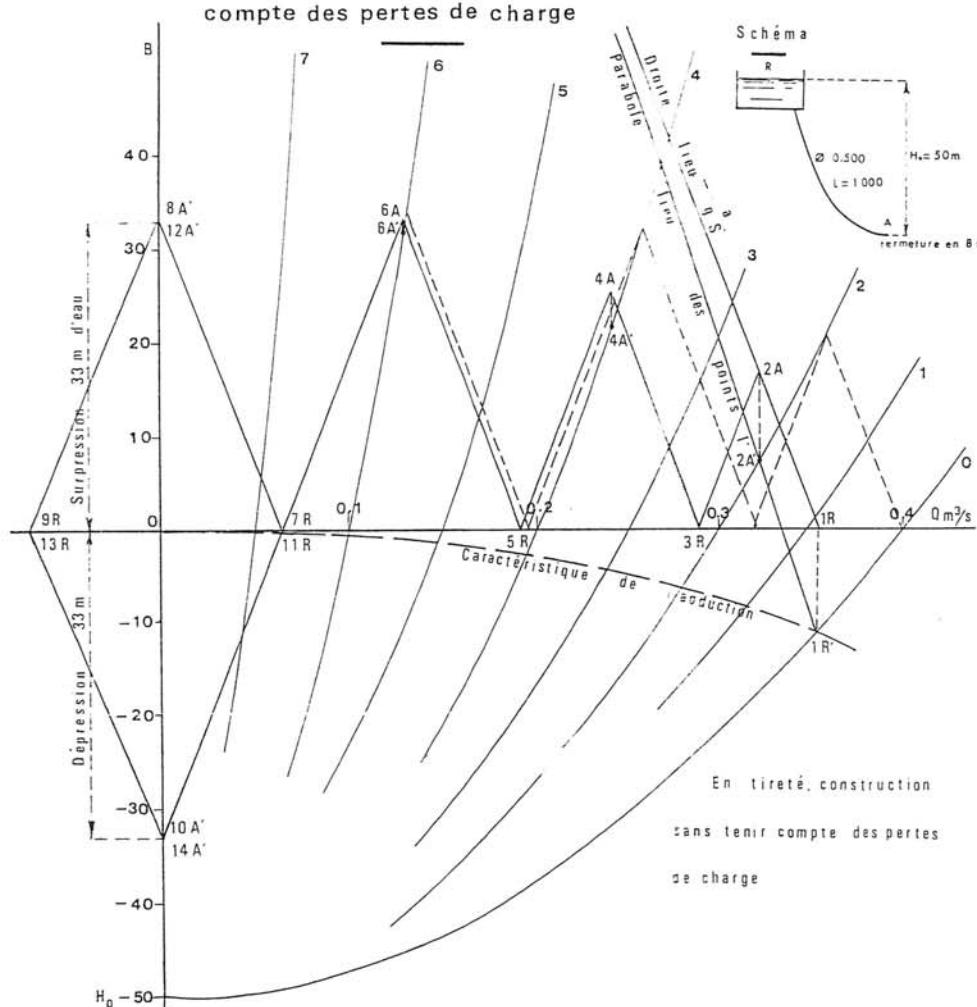
En traçant la droite  $-\frac{a}{gS}$  à partir de 1 R et en déduisant de cette droite les ordonnées de la parabole des pertes de charge on obtient la parabole-lieu des points tels que (2 A)', intersection de cette parabole et de la parabole de fermeture 2. Le point 2 A correspondant se trouve sur la verticale de (2 A)' à la rencontre avec  $-\frac{a}{gS}$ .

Il suffit ensuite de considérer l'observateur remontant le courant vers le réservoir (droite  $+\frac{a}{gS}$  menée de 2 A), ce qui détermine le point 3 R.

Puis, l'observateur descendant le courant (droite  $-\frac{a}{gS}$  menée de 3 R), arrive en A sur la position de fermeture 4. Pour déterminer la position de (4 A)', intersection de la parabole-lieu et de la parabole de fermeture 4, il est procédé ainsi :

Traçons sur papier calque l'axe OB, la parabole-lieu et la droite  $-\frac{a}{gS}$ . Déplaçons le calque de façon à superposer les axes OB, d'une part, ainsi que  $-\frac{a}{gS}$  et la droite passant par 3 R d'autre part. Il reste à pointer

## Adduction gravitaire en tenant compte des pertes de charge



le point (4 A)' à la rencontre de la parabole lieu tracée sur le calque et de la parabole de fermeture 4. On rappelle alors (4 A)' sur la droite —  $\frac{a}{gS}$  passant par 3 R pour avoir 4 A.

A partir de 4 A, la même construction est effectuée.

Nous arrivons finalement sur l'axe OB où s'opère la fermeture. On voit que les oscillations de pression en A à la fermeture se reproduiraient indéfiniment si l'on ne tenait pas compte des amortissements dus aux frottements. Nous pouvons lire que la surpression et la dépression seront égales à 33 m, c'est-à-dire que la pression totale oscillera entre  $50 + 33 = 83$  m et  $50 - 33 = 17$  m d'eau. Une fermeture brusque aurait donné une surpression et une dépression égales à  $\frac{aV_0}{g} = \frac{1\,000 \times 2}{9,8} = 200$  m environ, c'est-à-dire inacceptables.

#### IV. — Protection des conduites de refoulement

a) Le cas spécial des conduites de refoulement.

Nous avons vu que, pour une conduite d'adduction gravitaire, il suffit ordinairement de disposer un robinet-vanne manœuvré lentement pour limiter, comme on le désire, la surpression à des valeurs convenables.

Le cas n'est pas aussi simple pour une conduite de refoulement, car l'arrêt de la pompe peut survenir brutalement par disjonction du courant alimentant le moteur.

De plus, le phénomène, nous le savons, débute par une dépression. Cette dépression résulte, d'une part, de la montée de la colonne liquide qui continue son chemin grâce à son inertie et, d'autre part, du défaut d'alimentation de cette colonne derrière la dernière tranche refoulée par la pompe avant son arrêt.

La dépression peut conduire à un aplatissement de la conduite si celle-ci ne présente pas une épaisseur suffisante. Toutefois, pour une conduite en acier, il est admis que cet aplatissement ne peut se produire si l'épaisseur, exprimée en millimètres, est égale ou supérieure à 8 fois le diamètre de la conduite exprimé en mètres (pour  $D = 1,00$  m,  $e$  minimal = 8 mm).

Mais nous avons relaté plus haut, à propos de la répartition du coup de bélier le long de la conduite, les ennuis qui peuvent résulter pour les points hauts d'une dépression trop grande. Si la dépression est telle que le



vide absolu s'instaure en ces points, il peut en résulter une rupture de la veine liquide, chaque tronçon étant le siège d'oscillations. Au moment du retour de l'eau, la fermeture de ces poches peut entraîner des éclatements de conduite.

En conséquence, il faudra déterminer la valeur de la dépression à admettre de manière qu'avec un seul appareil anti-bélier, si possible, la pression totale dans la conduite puisse être tenue entre un maximum et un minimum convenables.

#### b) Moyens de protection des installations.

Il n'est pas possible de supprimer totalement les effets du coup de bélier, mais il convient de rechercher leur limitation à une valeur compatible avec la résistance des installations.

Les appareils anti-bélier devront donc avoir pour effet :

- de limiter la dépression;
- de limiter la surpression.

Les appareils les plus utilisés sont les suivants :

- les volants d'inertie, qui interviennent dans la protection contre les dépressions;
- les soupapes de décharge, qui interviennent dans la protection contre les surpressions;
- les réservoirs d'air et les cheminées d'équilibre, qui interviennent, à la fois, dans la protection contre les dépressions et les surpressions.

#### 1° Les volants d'inertie.

a) **Principe.** — Il faut trouver le moyen de continuer à assurer l'alimentation de la veine liquide, malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe.

Le volant d'inertie, calé sur l'arbre du groupe, constitue l'un de ces moyens. Grâce à l'énergie qu'il accumule pendant la marche normale, le volant la restitue au moment de la disjonction et permet ainsi d'allonger le temps d'arrêt de l'ensemble, donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier.

b) **Calcul de l'amortissement du coup de bélier grâce au volant.** — Le calcul de l'amortissement du coup de bélier, grâce à l'adjonction, au groupe électro-pompe, d'un volant d'inertie, s'effectue en se donnant, au départ, les dimensions possibles de ce volant compte tenu de l'encombrement qui en résulte en fonction de la place dont on dispose.

On vérifie, ensuite, si l'inertie du volant est suffisante, c'est-à-dire si, en définitive, la dépression obtenue est acceptable en tous les points du tracé. Cette vérification s'effectuera par l'épure classique selon la méthode graphique de BERGERON.

Nous donnerons ci-après des indications pour l'établissement de cette épure.

Il y a toujours intérêt à accumuler la masse du volant près de la périphérie, donc de se rapprocher de la section type donnée par la figure 251.

Le moment d'inertie  $I$  de ce volume de révolution par rapport à l'axe de rotation  $xx'$  est donné par la relation :

$$I = mk^2$$

où  $m$  est la masse du volant et  $k$  le rayon de giration.  $I$  est exprimé en  $\text{kg.m}^2$ .

Pour un cylindre :

$$k^2 = \frac{R^2}{2}$$

si  $R$  est le rayon de la section de base du cylindre.

Pour la section donnée sur la figure 251 <sup>(1)</sup> :

$$k^2 = \frac{R_1^2 + R_2^2}{2}$$

Appelons alors :

—  $H_0$ ,  $Q_0$  et  $\rho$  les caractéristiques hauteur d'élévation, débit et rendement correspondant au point de fonctionnement de la pompe en régime normal,  $H_0$  étant exprimé en m et  $Q_0$  en  $\text{m}^3/\text{s}$ .

—  $N$  le nombre de tours/minute de la pompe pour ce régime

La vitesse angulaire  $\omega$  en  $\text{rd/s}$  est donnée par :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

et la puissance absorbée par la pompe, en watts :

$$P = \frac{1\,000\, Q_0 H_0 \times 9,81}{\rho}$$

<sup>(1)</sup> Ordinairement, la largeur ( $R_2 - R_1$ ) du volant est inférieure à  $\frac{R_2 + R_1}{5}$  ce qui revient à prendre environ  $R_1 = 0,7 R_2$ .

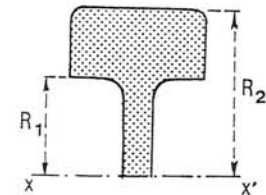


FIG. 251. — Section du volant.

Le couple  $C$  exprimé en mN vaut :

$$C = \frac{P}{\omega} = \frac{1000 Q_0 H_0 \times 9,81}{\omega \rho} \quad (1)$$

Au moment de l'arrêt brusque du moteur, le volant a accumulé une certaine énergie cinétique égale à :

$$\frac{1}{2} I \omega^2$$

et l'on sait que la différentielle de l'énergie cinétique est égale au travail élémentaire des forces appliquées.

Or, pendant le temps  $dt$ , le travail de ces forces est :

$C\omega dt$

En conséquence :

$$d\left(\frac{1}{2} I \omega^2\right) = C \omega dt$$

ou :

$$I \omega d\omega = C \omega dt$$

donc :

$$d\omega = \frac{C}{I} dt$$

Des différentielles, passons aux différences finies :

$$\Delta\omega = \frac{C}{I} \Delta t \quad (74)$$

Par conséquent, à partir de la vitesse angulaire  $\omega$  (ou du nombre N de tours/minute) au moment de la disjonction, il est possible de calculer :

— en ce qui concerne le volant : les vitesses successives décroissantes telles que  $(\omega - \Delta\omega)$  à des temps tels que  $(t - \Delta t)$ ;

— *en ce qui concerne la pompe* : pour les vitesses successives ci-dessus du volant, les caractéristiques  $H$ ,  $Q$  et  $\rho$  de la pompe puisque l'on sait, d'après les lois de variations des pompes centrifuges :

- que les débits varient dans le rapport des vitesses,
- que les hauteurs varient dans le rapport du carré des vitesses.

(<sup>1</sup>) En mdaN, ce qui correspond à l'ancienne unité, le kgm, la valeur du couple C devient  $\frac{1\,000\,Q_0H_0}{\omega\,\rho}$

On retrouve, ainsi, l'expression donnée dans le tableau accompagnant le diagramme de la planche XXVI où  $q$  est exprimé en  $1/s$  ( $q = 1\,000\,Q_0$ ).

Quant au rendement, il découle de la courbe du rendement, donnée par le constructeur, pour les points QH considérés à chaque fois.

Si nous choisissons pour  $\Delta t$  la valeur du temps d'un aller-retour de l'onde entre pompe et réservoir, soit  $\Delta t = \frac{2L}{a}$ ,

c'est-à-dire si nous considérons, selon BERGERON, les régimes dits à rythmes entiers, l'épure du coup de bélier s'établira suivant le schéma ci-après (fig. 252) en prenant  $\frac{L}{a}$  comme unité de temps.

Au temps zéro, il y a disjonction à la pompe mais, au réservoir, au temps 1 le régime est encore le régime initial <sup>(1)</sup> et il est donné par le point 1 R, intersection de la caractéristique  $K_0$  de la pompe pour la vitesse de régime normal avec l'horizontale passant par la hauteur géométrique d'élévation (on néglige les pertes de charge dans la conduite).

L'observateur partant du réservoir et allant vers la pompe remonte le courant, donc parcourt la droite  $+\frac{a}{gS}$ . Arrivé à la pompe au temps 2, c'est-à-dire après un temps  $\Delta t = \frac{2L}{a}$  depuis l'arrêt brusque, il trouve la pompe avec sa nouvelle caractéristique  $K_2$  résultant de sa nouvelle vitesse  $(\omega - \Delta\omega)$ , ce qui donne le point 2 P.

L'observateur rebrousse alors chemin jusqu'au réservoir (droite  $-\frac{a}{gS}$  point 3 R) puis revient à nouveau vers la pompe (droite  $+\frac{a}{gS}$ ) où il arrive après un nouveau temps  $\Delta t$ , trouvant une nouvelle caractéristique  $K_4$  donc un point 4 P, etc...

En poursuivant l'épure, nous obtenons une suite de points 2 P, 4 P, 6 P etc... qu'il suffit de joindre par une ligne continue qui coupera l'axe OB en un point D, (la pompe possède un clapet de retenue).

OD sera la dépression finale obtenue par l'adjonction du volant dont on se sera fixé a priori les dimensions, donc la masse et le moment d'inertie.

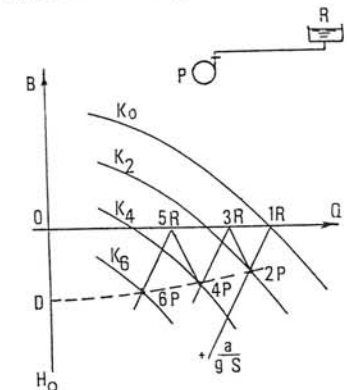


FIG. 252. — Principe de la construction dans le cas du volant.

(1) C'est, en fait, l'extrême limite; au temps  $1 + \varepsilon$ , ce n'est plus le régime initial au réservoir. Cette remarque vaut pour tous les exercices traités ici.



Il ne restera plus qu'à examiner si, avec le profil en long de la conduite de refoulement et la valeur de OD (la pression positive restante étant  $H_0 - OD$ ) au départ de la pompe, certains points du profil ne sont pas le siège de dépressions trop importantes. On supposera une répartition linéaire du coup de béliet le long de la conduite.

c) **Exemple de calcul d'un volant.** — Soit à calculer un volant devant équiper un groupe électro-pompe dont le point de fonctionnement est donné par  $Q_0 = 0,100 \text{ m}^3/\text{s}$  pour une hauteur géométrique  $H_0 = 50 \text{ m}$ . On négligera les pertes de charge dans la conduite. Celle-ci a une longueur de  $154 \text{ m}$ ; elle est en fonte. Son diamètre est de  $0,400 \text{ m}$  et son épaisseur  $12 \text{ mm}$ .

La courbe caractéristique  $K_0$  de la pompe, pour une vitesse de rotation de  $1450 \text{ tr/mn}$ , est donnée sur la planche XXVI, ainsi que la courbe des rendements.

*Solution.*

Fixons-nous le type de volant dont la section est représentée par la figure 253 et qui cadre avec la place disponible.

Sa masse  $m$  est de (si la masse volumique de l'acier est prise égale à  $7800 \text{ kg/m}^3$ ) :

$$m = 7800 \times \frac{\pi}{4} (0,50^2 - 0,36^2) \times 0,20 = 147 \text{ kg}$$

Son moment d'inertie  $I$  est de :

$$I = m \frac{R_1^2 + R_2^2}{2} = 147 \times \frac{0,18^2 + 0,25^2}{2} = 6,9 \text{ kg.m}^2$$

Célérité des ondes :

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + \frac{0,4}{0,012}}} = 1100 \text{ m/s}$$

Valeur de  $\Delta t$  :

$$\Delta t = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 154}{1100} = 0,28$$

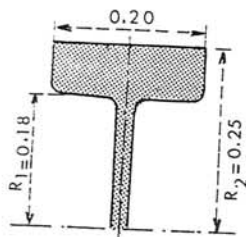
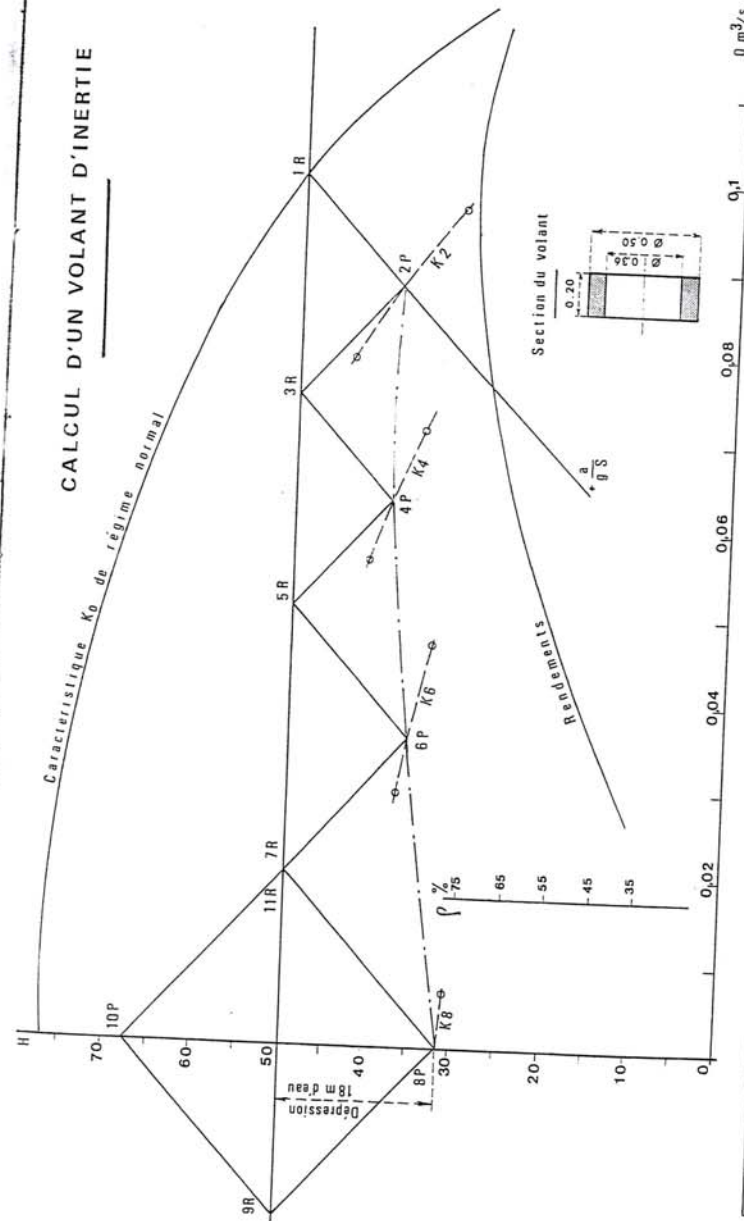


Fig. 253. — Section adoptée.

## CALCUL D'UN VOLANT D'INERTIE



Temps t	Vitesse successive du volant $\omega_1 = \omega_0 - \Delta\omega$	$\frac{\omega_1}{\omega_0}$	$\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2$	Points quelconques relevés sur la caractéristique $K_0$ à la vitesse $\omega_0$			Points correspondants de la caractéristique $K_t$ à la vitesse $\omega_1$			Rencontre de $K_1$ avec $a$	Valeurs du rendement $\rho \%$	Valeurs du couple $C = \frac{g \cdot h}{\omega_1 \rho}$	$\Delta\omega = 0,4 \text{ C}$
0	$\omega_0 = 2\pi \times 1450 = 152$	-	-	$q_0$	$h_0$	$\eta_0$	$q_1$	$h_1$	$\eta_1$	q	h		
2	$152 - 17,48 = 134,52$	0,88	0,774	90	56,50	75	79,20	43,70	96,80	100	50	43,7	17,48
4	$134,52 - 13,72 = 120,80$	0,79	0,624	70	66	73	56,50	55,30	41,20	87,50	38,50	34,3	13,72
6	$120,80 - 12,20 = 108,60$	0,71	0,504	40	74	65	37,20	28,40	37,20	62,50	38,50	30,5	12,2
8	$108,60 - 10,24 = 98,36$	0,64	0,41	10	77,50	10	6,40	31	6,40	35	36	25,6	10,24

PLANCHE XXVI

Valeur de  $\Delta\omega$  en rd/s, d'après (74) :

$$\Delta\omega = C \times \frac{0,28}{6,9} = 0,041 C \text{ avec } C \text{ en mN}$$

ou 0,4 C avec C exprimé en mdaN.

Vitesse de l'eau dans la conduite pour  $Q_0 = 0,100 \text{ m}^3/\text{s}$  :  $V_0 = 0,80 \text{ m/s}$ .

$$\text{Valeur maximale du coup de bélier : } \frac{1\,100 \times 0,80}{9,8} = 90 \text{ m d'eau.}$$

On voit la nécessité de prévoir un anti-bélier puisque la dépression (50 — 90 = — 40 m d'eau) serait inadmissible.

Traçons l'épure selon les indications données plus haut en prenant pour  $\Delta t$  la valeur 0,28 seconde et en calculant, selon les indications du tableau, les valeurs de  $\Delta\omega$  à tous les temps 2 (on prend pour unité de temps  $\frac{L}{a}$ ).

Toute ligne horizontale de ce tableau a pour but de calculer  $\Delta\omega$  et l'on recommence une nouvelle ligne avec la nouvelle valeur ( $\omega - \Delta\omega$ ).

Pour trouver une caractéristique  $K_t$  quelconque de la pompe à une vitesse  $\omega$ , on prend deux points quelconques de  $K_0$  ( $q_0 h_0$ ,  $q'_0 h'_0$ ) de façon que les points correspondants ( $q_t h_t$ ,  $q'_t h'_t$ ), obtenus par application des lois de similitude des pompes, tombent de part et d'autre de la droite  $+\frac{a}{gS}$ .

En joignant à l'aide du pistolet les points  $q_t h_t$  et  $q'_t h'_t$  on obtient sur  $\frac{a}{gS}$  le point cherché  $qh$ . Il suffit alors de lire la valeur du rendement (on admet que la courbe du rendement ne varie pas avec la vitesse de rotation) et de calculer le couple C, puis  $\Delta\omega$ .

C'est ainsi que, dans l'exemple traité, la dépression est d'environ 18 m d'eau, c'est-à-dire que la pression minimale reste positive et égale à 50 — 18 = 32 m d'eau.

d) **Limite pratique d'utilisation des volants.** — Malgré l'apparence de simplicité du procédé, il faut remarquer, cependant, que l'utilisation des volants reste assez limitée. En effet, dès que la longueur de la conduite augmente, on arrive rapidement à des poids de volant énormes et le système n'est plus économique.

C'est ce que montre effectivement l'épure. Si le point de recoupement de l'axe des ordonnées donne une valeur acceptable pour la dépression,

c'est que les droites successives  $+\frac{a}{gS}$  ont pu se réfléchir sur des courbes K suffisamment proches les unes des autres. Or, pour satisfaire cette condition, il faut que  $\Delta\omega$  ne prenne pas de trop grandes valeurs. Mais  $\Delta\omega$  varie comme  $\frac{\Delta t}{I}$  (expression (74)). En conséquence, si la longueur de la conduite augmente,  $\Delta t$  augmente aussi, puisque  $\Delta t = \frac{2L}{a}$ . Afin de conserver au rapport  $\frac{\Delta t}{I}$  sa même valeur, il sera donc nécessaire d'augmenter I, c'est-à-dire d'envisager un volant plus lourd. Or, plus le volant est lourd plus le moteur doit être puissant pour vaincre, au démarrage, l'inertie de ce volant, ce qui peut conduire à des appels d'intensité de courant inadmissibles.

Pour ces diverses raisons, l'utilisation du volant reste limitée à la protection de conduites dont la longueur n'excède pas quelques centaines de mètres.

De toute manière, le volant n'intervient que pour limiter la dépression. Pour protéger également l'installation contre les surpressions, il peut être nécessaire de la compléter par la mise en place d'une décharge, en aval du clapet, bien entendu, qui évacue l'eau au cours de la phase de surpression et se referme ensuite, ou d'un clapet à battant percé.

## 2° Les soupapes de décharge.

Ces appareils font intervenir un organe mécanique, un ressort à boudin ordinairement, qui, par sa compression, obture, en exploitation normale, un orifice placé sur la conduite au point à protéger, c'est-à-dire où la surpression à craindre est maximale et libère, le cas échéant, le débit de retour de la conduite correspondant à la valeur de la surpression admissible.

Cette soupape ne doit s'ouvrir que sous une pression déterminée, légèrement supérieure (5 % environ) à la pression maximale de fonctionnement normal. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace. Il importe donc de réduire à l'extrême l'inertie de ces appareils et c'est sur ce point que les efforts des constructeurs ont particulièrement porté. Il y a lieu, par ailleurs, de prévoir l'évacuation vers l'extérieur, de l'eau ainsi libérée.

L'utilisation des soupapes de décharge nécessite un entretien suivi et une surveillance attentive.

Enfin, en vue de leur parfaite adaptation au cas de protection envisagé, il est très important que l'étude et la fabrication de ces appareils soient confiées à des spécialistes éprouvés.



## 3° Les réservoirs d'air.

a) **Principe.** — L'alimentation continue de la veine liquide après disjonction du groupe peut être effectuée à l'aide d'une réserve d'eau accumulée sous pression dans une capacité métallique disposée à la station de pompage et raccordée au refoulement, immédiatement à l'aval du clapet (fig. 254).

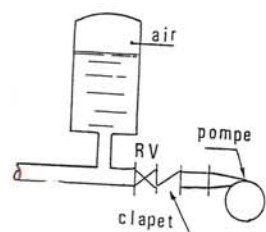


FIG. 254. — Principe de la disposition du réservoir d'air anti-bélier.

Cette capacité contient de l'eau et de l'air et, en marche normale, la pression de cet air équilibre la pression dans la conduite au point considéré.

A la disjonction, le clapet se ferme, puisque la pompe ne fournit plus de pression : une partie de l'eau de la cloche est chassée dans la conduite. En effet, à ce moment, la pression de l'air de la cloche est encore supérieure à celle qui s'exerce à l'autre extrémité de la conduite, au réservoir. Après diminution progressive, puis annulation de sa vitesse, l'eau de la conduite revient en arrière et remonte dans la cloche, augmentant la pression dans la conduite de refoulement. La dissipation de l'énergie de l'eau peut être obtenue par le passage de celle-ci au travers d'un organe d'étranglement disposé à la base de la cloche.

Ce dispositif est excessivement simple et protégera l'installation aussi bien contre les dépressions que contre les surpressions.

b) **Calcul simplifié d'un réservoir d'air.** — En faisant abstraction des pertes de charge dans la conduite de refoulement et en considérant le phénomène comme une oscillation en masse, c'est-à-dire en négligeant l'élasticité de la conduite et la compressibilité de l'eau, on arrive à un calcul simplifié qui peut suffire pour des installations modestes (30 l/s environ; 1 000 à 1 200 m de longueur de refoulement). De plus, il est supposé que le dispositif ne comporte pas d'organe d'étranglement.

M. VIBERT arrive à une expression relativement simple qui donne le volume  $U_0$  de l'air contenu dans la cloche sous un régime de marche à la vitesse  $V_0$  (1).

En marche normale, les caractéristiques de l'air dans le réservoir d'air sont données par  $Z_0$  et  $U_0$ ,  $Z_0$  étant la pression absolue exprimée en mètres d'eau, c'est-à-dire pratiquement égale, si l'on néglige la hauteur de l'eau dans le réservoir d'air au-dessus de l'axe de la conduite, à la hauteur

(1) La protection des conduites de refoulement contre les surpressions (Génie Civil du 15 mars 1950) par M. VIBERT.

géométrique de refoulement + 10 m (fig. 255), hauteur que nous avons désignée plus haut par  $H_r$ .

A la fin de la dépression, première phase du phénomène, l'air occupe un volume plus grand et sa pression sera donc la plus faible; soit  $Z_{\min}$  cette pression absolue (fig. 256). A la fin de la surpression, (deuxième phase), l'air occupe un volume plus petit qu'en marche normale et sa pression sera  $Z_{\max}$  (fig. 257).

Marche normale • Fin de la dépression • Fin de la surpression

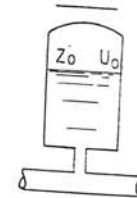


FIG. 255.

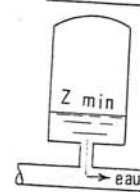


FIG. 256.



FIG. 257.

FIG. 255 à 257. — Variation du volume d'air au cours des phases de fonctionnement du réservoir.

L'expression donnant  $U_0$  est la suivante :

$$U_0 = \frac{V_0^2}{2gZ_0} \frac{LS}{f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)} \quad (75)$$

$U_0$  = volume de l'air en  $m^3$ ,

$L$  = longueur de la conduite en m,

$S$  = section de la conduite en  $m^2$ .

$$f\left(\frac{Z}{Z_0}\right) = \left[ \frac{Z_0}{Z_{\min}} - 1 - \text{Log} \frac{Z_0}{Z_{\min}} \right]$$

L'expression donnant  $U_0$  a fait l'objet d'un abaque de M. VIBERT et qui est donné planche XXVII.

Pour l'établissement de cet abaque, la formule a été mise sous la forme suivante :

$$\frac{U_0}{LS} = \frac{V_0^2}{2g} \frac{1}{Z_0} \frac{1}{f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)}$$

# ABAQUE

DE M. VIBERT

POUR LE CALCUL SIMPLIFIÉ  
DES RÉSERVOIRS D'AIR

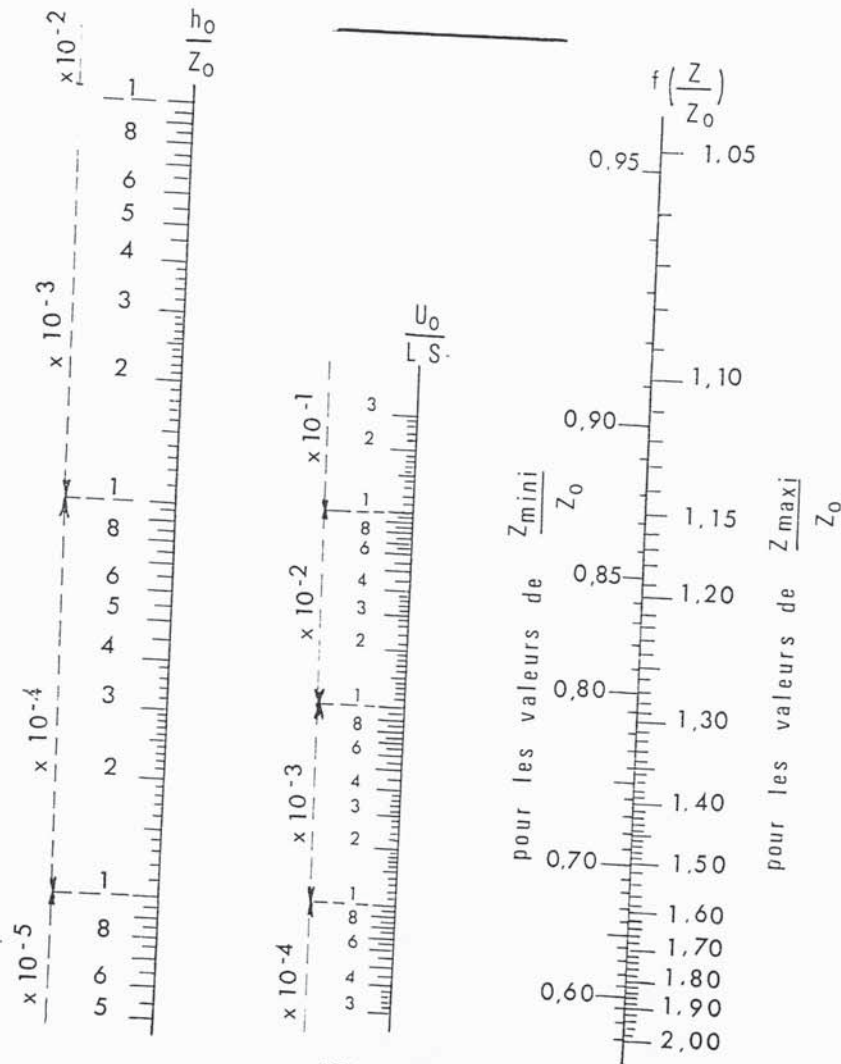


PLANCHE XXVII

## ADDITION DES EAUX

En posant  $\frac{V_0^2}{2g} = h_0$  :

$$\frac{U_0}{LS} = \frac{h_0}{Z_0} \frac{1}{f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)}$$

Ces expressions se retrouvent sur les trois échelles de l'abaque. Un exemple fera mieux comprendre le maniement de celui-ci. Soit une conduite présentant les caractéristiques suivantes :

- Longueur : 1 200 m.
- Diamètre : 0,200 m.
- Section : 0,0314 m<sup>2</sup>.
- Volume : 1 200 × 0,0314 = 38 m<sup>3</sup>.
- Débit : 0,031 m<sup>3</sup>/s.
- Vitesse moyenne : 1,00 m/s.
- Hauteur géométrique de refoulement : 60 m.
- Conduite en fonte épaisseur : 10 mm.
- Profil de la conduite régulièrement ascendant.

La valeur de la célérité :

$$a = \frac{9\,900}{\sqrt{48,3 + \frac{0,2}{0,01}}} = 1\,200 \text{ m/s environ}$$

montre que le coup de bélier peut atteindre la valeur :

$$\frac{aV_0}{g} = \frac{1\,200 \times 1}{9,8} = 122 \text{ m d'eau}$$

de sorte qu'au moment du retour de l'onde, la pression peut atteindre :

$$60 + 122 = 182 \text{ m d'eau soit 18 bars environ}$$

Si l'on s'impose de ne pas dépasser pour la conduite une pression de 12 bars ou 120 m d'eau, le calcul du réservoir s'effectuera comme suit :

$$Z_0 = 60 + 10 = 70 \text{ m}$$

$$Z_{\max} = 120 + 10 = 130 \text{ m}$$

d'où :

$$\frac{Z_{\max}}{Z_0} = \frac{130}{70} = 1,85$$

$$h_0 = \frac{V_0^2}{2g} = \frac{1}{19,6} = 0,051 \quad \text{et} \quad \frac{h_0}{Z_0} = \frac{0,051}{70} = 0,0007$$



Les alignements 1,85 lu sur l'échelle  $\frac{Z_{\max}}{Z_0}$  et 0,0007 lu sur l'échelle  $\frac{Z_0}{h_0}$  donnent sur l'abaque :

$$\frac{U_0}{LS} = 0,0045 \quad \text{et} \quad \frac{Z_{\min}}{Z_0} = 0,60$$

Comme  $LS = 38 \text{ m}^3$  :

$$U_0 = 0,0045 \times 38 = 0,171 \text{ m}^3 \text{ ou } 171 \text{ litres}$$

On en tire :

$$U_{\max} = \frac{0,171}{0,60} = 0,270 \text{ m}^3 \quad (\text{car } U_0 Z_0 = U_{\max} Z_{\min}) \quad \text{ou } 270 \text{ litres}$$

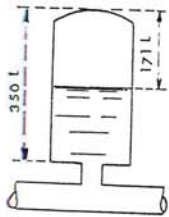


FIG. 258. — Capacité du réservoir.

Afin qu'il reste encore de l'eau dans ce réservoir, même quand  $U$  aura atteint sa valeur maximale, il sera calculé pour une capacité d'environ 350 l. Ainsi, en fonctionnement normal, le volume d'air (171 l) sera, environ, la moitié de la capacité totale de la cloche (fig. 258).

La considération de la valeur de  $\frac{Z_{\min}}{Z_0}$  permet de trouver la valeur de la dépression à l'origine du refoulement.

On lit :

$$\frac{Z_{\min}}{Z_0} = 0,60$$

donc :

$$Z_{\min} = 0,60 \times 70 = 42 \text{ m d'eau absolu}$$

La pression restante est donc encore de :

$$42 - 10 = 32 \text{ m d'eau}$$

et la dépression de :

$$60 - 32 = 28 \text{ m d'eau, donc } > 0$$

Il suffira d'examiner si, en raison du profil en long de la conduite, cette dépression ne conduit pas à une cavitation en certains points.

c) **Calcul normal d'un réservoir d'air.** — Les hypothèses simplificatrices introduites ci-dessus ne peuvent s'appliquer pour des installations très importantes. D'ailleurs, on arriverait rapidement à des volumes de réservoir

énormes. Il y a donc lieu de tenir compte de la réalité du phénomène et de sa propagation ondulatoire.

Par ailleurs, le fait de raccorder la cloche à air sur le refoulement sans interposer d'organe de freinage entraînerait une succession d'oscillations qui ne seraient pas, ou que très peu amorties (le seul amortissement ne venant que des pertes de charge dans la conduite).

Il sera donc nécessaire de disposer à la base de la cloche un étranglement qui amortira rapidement les oscillations et permettra aussi de réduire le volume de la cloche.

Cet étranglement sera constitué :

- soit par un diaphragme,
- soit par une tuyère,
- soit par un clapet à battant percé.

L'expérience montre qu'il y a intérêt à avoir une plus grande perte de charge au retour de l'eau dans le réservoir d'air qu'à l'aller, dans le sens réservoir d'air-conduite.

La tuyère, fonctionnant au retour de l'eau comme un ajutage rentrant de BORDA, permet, théoriquement, d'avoir une perte de charge quatre fois plus grande au retour qu'à l'aller <sup>(1)</sup> (fig. 259).

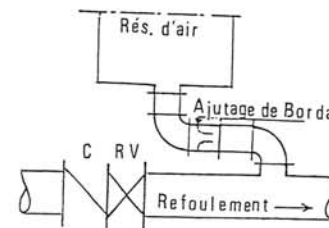


FIG. 259. — Étranglement au moyen d'une tuyère.

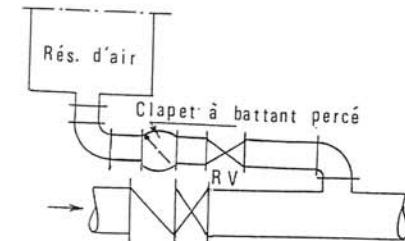


FIG. 260. — Étranglement au moyen d'un clapet à battant percé.

Le clapet à battant percé permet une plus grande latitude encore, puisque, à l'aller, le battant laisse passage à travers toute la section de la tubulure, tandis qu'au retour, le battant se fermant, l'eau ne peut passer que par le petit orifice de diamètre voulu qu'on y aura ménagé (fig. 260).

Les organes d'étranglement sont disposés sur une tubulure reliant le réservoir à air à la conduite. Ils sont montés avec des brides, ce qui permet de les rectifier au besoin si les résultats obtenus ne sont pas corrects.

<sup>(1)</sup> Le coefficient de contraction de l'ajutage étant de 0,5.

Un robinet-vanne permet d'isoler le réservoir d'air de la conduite, en cas de besoin.

*Principe du calcul.* — C'est par l'épure de BERGERON que seront déterminées les valeurs de la dépression et de la surpression maximales dans la conduite après s'être fixé, au préalable, les caractéristiques du réservoir d'air (volume  $U_0$  d'air en régime normal) et de son dispositif d'étranglement.

Le premier essai conduira peut-être à des valeurs inadmissibles pour la dépression ou pour la surpression, ou pour les deux à la fois. Les calculs seront alors recommencés à partir de nouvelles caractéristiques du réservoir, ou de l'étranglement, ou des deux.

Cette méthode nécessitera donc quelques tâtonnements; mais, en fait, ils resteront très limités et la précision sera bonne.

Le principe en est le suivant, une fois fixées a priori les dimensions du réservoir d'air et celles de l'étranglement :

1° Il sera fait application du diagramme de BERGERON où l'on aura toutefois gradué les abscisses selon les vitesses de l'eau dans la conduite au lieu de prendre les débits comme il est pratiqué ordinairement. Comme la conduite est supposée présenter un diamètre uniforme, ce n'est là qu'un changement d'appellation.

2° Comme pour le volant d'inertie, les régimes seront considérés à rythmes entiers où  $\Delta t = \frac{2L}{a}$  en prenant  $\frac{L}{a}$  comme unité de temps (fig. 261).

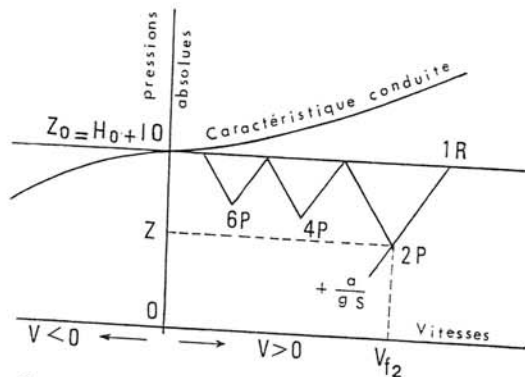


FIG. 261. — Principe de la construction de l'épure.

Au temps zéro survient la disjonction et commence le régime transitoire.

Au temps 1, au réservoir, le régime est encore le régime initial et le point 1 R de départ de l'observateur vers la pompe est donné par l'intersection de la vitesse  $V_0$  de l'eau en régime normal dans la conduite et de l'horizontale passant par la valeur  $H_0$  de la hauteur géométrique de refoulement. En fait, nous considérons la pression absolue  $Z_0 = H_0 + 10$ . L'observateur remontant le courant verra les points du régime se déplacer sur la droite  $+ \frac{a}{gS}$  et, au temps 2, nous obtiendrons un point 2 P à l'intersection de cette droite et de la

l'intersection de cette droite et de l'horizontale passant par la valeur de la pression régnant dans la conduite. En négligeant la distance entre le plan d'eau dans le réservoir d'air et l'axe de la conduite de refoulement, cette pression sera celle de l'air du réservoir d'air au moment considéré, compte tenu des pertes de charge dans les organes d'étranglement (fig. 261). Pour que ce point convienne, il faut qu'il corresponde, en fait, à la vitesse finale  $V_f$ , de l'eau dans la conduite pour l'intervalle de temps considéré. Cette construction ne peut s'effectuer que par approximations successives et nous verrons son mécanisme ci-après.

Ensuite, chaque droite  $-\frac{a}{gS}$  se réfléchit sur l'horizontale passant par la valeur de  $Z_0$ . En effet, cette horizontale correspond au niveau immuable d'arrivée de l'eau dans le réservoir d'eau.

3° Il sera tenu compte des pertes de charge dans l'organe d'étranglement, lesquelles, on l'a vu plus haut, auront des valeurs différentes selon que l'eau monte vers le réservoir d'eau ou descend vers le réservoir d'air.

4° Il sera tenu compte des pertes de charge dans la conduite, qui seront supposées concentrées en un point, au départ de la pompe, comme s'il existait à cet emplacement un diaphragme fictif donnant la même perte de charge.

Ces pertes de charge sont représentées, sur l'épure de BERGERON par la parabole classique, qui n'est autre que la caractéristique de la conduite.

*Application des principes ci-dessus.* — C'est donc un calcul par approximations successives que l'on doit effectuer.

On sait qu'à la suite de l'arrêt brusque, l'eau continue de monter vers le réservoir d'eau pendant un certain temps et, cela, avec une vitesse décroissante. A un moment donné, la vitesse de l'eau est nulle puis, toute la colonne redescend vers le réservoir d'air avec une vitesse négative qui va croître en valeur absolue puis décroître pour redevenir nulle, etc..., et le phénomène se poursuit en s'amortissant.



On considérera qu'au cours d'un aller-retour d'onde, donc d'un intervalle de temps  $\theta = \frac{2L}{a}$ , l'eau, qui poursuit, par exemple, sa montée <sup>(1)</sup> est animée, au début d'un intervalle quelconque  $n\theta$ , d'une vitesse  $V_{fn-1}$  et, à la fin, d'une vitesse :

$$V_{fn} < V_{fn-1}$$

Comme les sommets 2 P, 4 P, 6 P, etc..., de l'épure correspondent à des états finals, c'est la vitesse finale de l'eau au cours de l'intervalle qui doit être considérée et c'est cette vitesse  $V_f$  que l'on se fixe au départ, a priori.

Par ailleurs, en partant d'un volume initial arbitraire du réservoir d'air, et en utilisant la valeur choisie arbitrairement pour la vitesse finale de l'eau dans l'intervalle de temps considéré, il est calculé successivement, à la fin de cet intervalle : la pression dans le réservoir, puis celles en aval de l'étranglement et en aval du diaphragme fictif représentatif des pertes de charge dans la conduite. Une pression dans la conduite est ainsi trouvée. On vérifie alors, en menant une horizontale passant par la valeur de cette pression finale, que cette droite coupe bien  $\frac{a}{gS}$  au droit de  $V_f$ , sinon les calculs seront recommencés avec une autre valeur de  $V_f$ .

Il est commode de dresser un tableau comme celui joint à l'occasion de l'exemple donné plus loin. Reportons-nous, pour suivre ce qui suit, aux titres de colonne de ce tableau.

- 1) Les temps se suivent selon des valeurs  $\theta = \frac{2L}{a}$ .
- 2) L'augmentation  $\Delta U$  du volume d'air du réservoir d'air (quand l'eau monte dans la conduite) ou sa diminution (quand l'eau redescend) est exprimée par le volume correspondant de l'eau que ce réservoir écoule vers la conduite ou reçoit de la conduite au cours du régime transitoire. Ce n'est autre que le volume d'eau qui circule dans la conduite de refoulement de section  $S$  pendant le temps  $\theta$  et avec une vitesse moyenne  $V_m$  qui sera supposée égale à la moyenne arithmétique des vitesses au début et à la fin de  $\theta$ .

Pour le premier intervalle  $\theta$  on aura :

$$V_m = \frac{V_0 + V_{f1}}{2}$$

où :  $V_0$  = vitesse de régime normal avant disjonction,  
 $V_{f1}$  = vitesse finale choisie, à la fin de  $\theta$ .

<sup>(1)</sup> L'eau poursuit ordinairement sa montée, comme sa descente, au cours de plusieurs intervalles  $\theta$ ; il ne faut pas confondre  $\theta$  avec un aller-retour de l'eau entre pompe et réservoir d'eau.

Pour les autres intervalles,  $V_m$  sera la moyenne arithmétique de la vitesse finale de l'intervalle précédent et de la nouvelle vitesse finale qui aura été choisie pour l'intervalle considéré.

Il faudra faire attention aux vitesses négatives, quand l'eau revient vers le réservoir d'air.

3) Le volume  $U$  d'air du réservoir sera égal, à la fin du premier intervalle  $\theta$ , au volume d'air choisi arbitrairement  $U_0$  au départ, augmenté de la quantité trouvée à la colonne précédente.

Pour les autres intervalles, les volumes s'ajoutent quand l'eau monte, puis se retranchent quand l'eau redescend.

4) La nouvelle pression dans le réservoir d'air sera exprimée en admettant que la détente du fluide s'effectue conformément à la loi de POISSON :

$$(Z_0 + \delta_0) U_0^{1,4} = Z U^{1,4}$$

où  $\delta_0$  représente les pertes de charge dans la conduite en régime de fonctionnement normal. En effet, en marche normale, la hauteur manométrique absolue à la pompe correspondant au volume  $U_0$  est  $Z_0 + \delta_0$ .

Donc :

$$Z = \frac{(Z_0 + \delta_0) U_0^{1,4}}{U^{1,4}}$$

5) Les deux colonnes suivantes du tableau se rapportent à l'organe d'étranglement. Supposons qu'il s'agisse d'une tuyère. Elle sera établie selon les indications des normes X — 10 102 et 10 104.

On évaluera, à la montée de l'eau, la valeur  $V_1$  de la vitesse de l'eau dans cette tuyère en fonction de la vitesse finale  $V_f$  de l'eau dans la conduite pour l'intervalle de temps considéré. On évaluerait de même la vitesse  $V_2$  dans cette tuyère à la descente de l'eau.

À la montée de l'eau, la tuyère ayant un coefficient de débit de l'ordre de 0,92, le rapport des vitesses  $\frac{V_1}{V_f}$  est égal au rapport inverse des carrés des diamètres (fig. 262) :

$$\frac{V_1}{V_f} = \frac{\Phi^2}{d'^2} = \frac{\Phi^2}{(0,92 d)^2} = k$$

$d$  sera choisi pour que  $k$  reste compris entre 15 et 20.

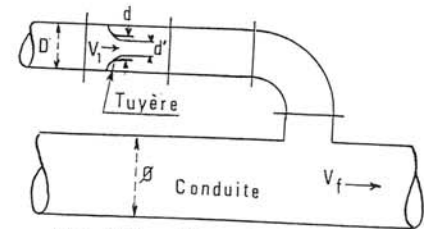


FIG. 262. — L'eau du réservoir se dirige vers la conduite.

La perte de charge  $\Delta h_1$  à la montée de l'eau s'évalue en fonction du rapport  $m$  des sections de la veine contractée (diamètre  $d'$ ) et de la tubulure (diamètre  $D$ ) qui détermine sur le graphique joint — planche XXVIII (d'après les normes visées ci-dessus) un coefficient  $c$ . On a ainsi :

$$\Delta h_1 = \frac{V_1^2}{2g} c$$

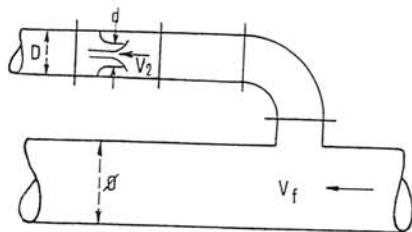


FIG. 263. — L'eau de la conduite revient dans le réservoir.

A la descente de l'eau, la tuyère agit comme un ajutage rentrant de BORDA avec un coefficient de contraction de 0,5.

Comme ci-dessus, le rapport des vitesses  $\frac{V_2}{V_f}$  de l'eau dans la tuyère et dans la conduite est égal au rapport inverse des sections (fig. 263) :

$$\frac{V_2}{V_f} = \frac{\frac{\pi \Phi^2}{4}}{0,5 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2 \Phi^2}{d^2} = k'$$

En effet, au retour de l'eau, la veine liquide qui entre dans la tuyère à l'envers passe par la section de diamètre  $d$  qui se contracte ensuite en une section moitié (ajutage de BORDA).

Dans la tuyère,  $k'$  est donc lié à  $k$ . Il peut être établi facilement que  $k'$  est environ égal à 1,7  $k$ .

La perte de charge  $\Delta h_2$  à la descente de l'eau s'évalue en fonction du nouveau rapport  $m$  des sections de la veine contractée de section  $\frac{1}{2} \pi \frac{d^2}{4}$  et de la tubulure de diamètre  $D$ . Il suffit de lire sur le graphique planche XXVIII le nouveau coefficient  $c'$  et on a :

$$\Delta h_2 = \frac{V_2^2}{2g} c'$$

o) Des calculs ci-dessus, la pression absolue dans la conduite se déduit :

- en faisant la différence  $Z - \Delta h_1$  quand l'eau monte,
- en faisant la somme  $Z' + \Delta h_2$  quand l'eau descend.

La pression manométrique, exprimée en mètres d'eau, s'obtient en déduisant 10 m des valeurs ainsi trouvées.

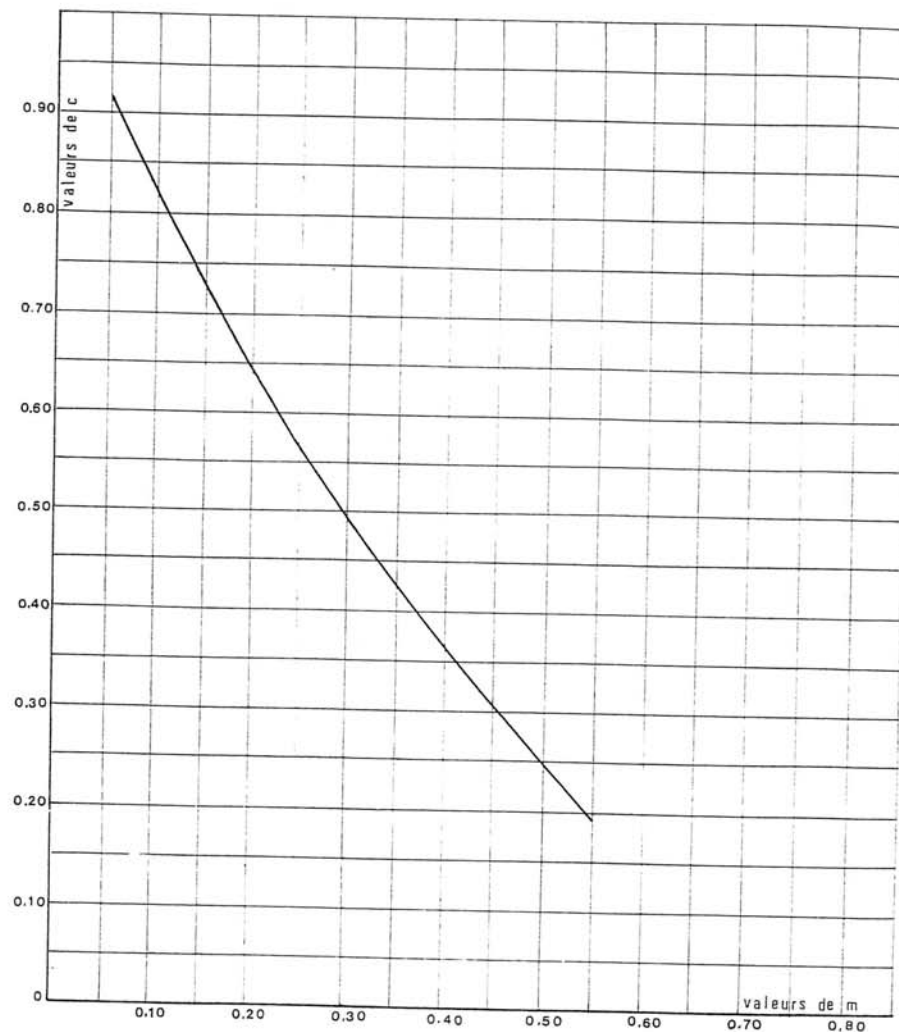


PLANCHE XXVIII. — Coefficient de perte de charge  $c$  dans une tuyère.



7) On cherche, sur la parabole des pertes de charge dans la conduite, la valeur  $\delta$  pour la vitesse finale  $V_f$  considérée.

8) La pression finale absolue dans la conduite, en aval du diaphragme fictif des pertes de charge s'obtient :

- en faisant  $Z - \Delta h_1 - \delta$  quand l'eau monte,
- en faisant  $Z' + \Delta h_2 + \delta'$  quand l'eau descend.

9) C'est par cette valeur de la pression finale absolue que sera menée l'horizontale qui recoupera la droite  $+\frac{a}{gS}$  en un point tel que 2 P, 4 P, 6 P, etc..., et qui devra correspondre à la vitesse  $V_f$  fixée au départ.

La suite des calculs peut se schématiser par l'illustration que donnent les figures 264 et 265.

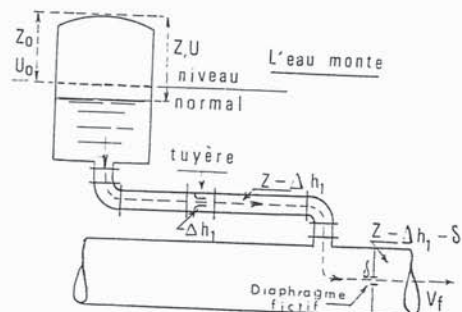


FIG. 264. — Pertes de charge successives à la montée de l'eau dans la conduite.

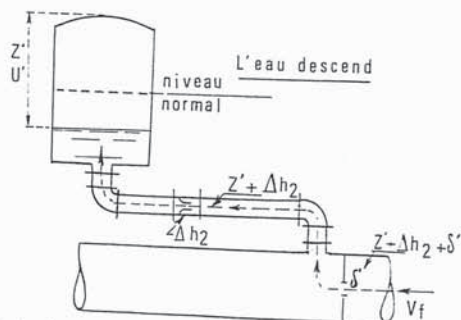


FIG. 265. — Pertes de charge successives à la descente de l'eau dans le réservoir.

*Application.* — Soit à protéger une conduite de  $\varnothing = 0,500$  m (section  $0,1964$  m<sup>2</sup>) en acier d'épaisseur 6 mm. Le débit  $Q_0 = 0,370$  m<sup>3</sup>/s. La

longueur de la conduite  $L = 1\,000$  m. La hauteur géométrique de refoulement est 50 m. On négligera la distance entre le plan d'eau dans le réservoir d'air et l'axe du refoulement.

On a :

$$V_0 = \frac{0,370}{0,1964} = 1,88 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{9\,900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{0,5}{0,006}}} = 1\,045 \text{ m/s}$$

$$\theta = \frac{2L}{a} = \frac{2000}{1045} = 1,9 \text{ s}$$

Le maximum du coup de bélier aurait donc pour valeur :

$$\frac{aV_0}{g} = \frac{1\,045 \times 1,88}{9,8} = 200 \text{ m d'eau}$$

Dressons le tableau indiqué planche XXIX et supposons, d'une part, que le volume d'air en régime normal soit de  $U_0 = 3 \text{ m}^3$  et, d'autre part, que l'on dispose d'une tuyère de diamètre  $d = 130 \text{ mm}$  incorporée

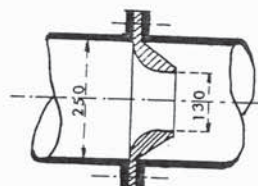


FIG. 266. —  
Montage de la tuyère.

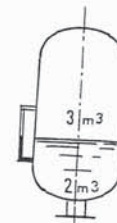


FIG. 267. —  
Dimensions du réservoir.

dans une tubulure de diamètre  $D = 250$  mm (fig. 266). Les caractéristiques de la tuyère sont alors les suivantes :

*Montée de l'eau.*

$$\frac{V_1}{V_f} = \frac{500^2}{(0,92 \times 130)^2} = 17 \text{ environ,}$$

donc compris entre 15 et 20;

$$V_1 = 17 V_f$$

# CALCUL D'UN RÉSERVOIR D'AIR.

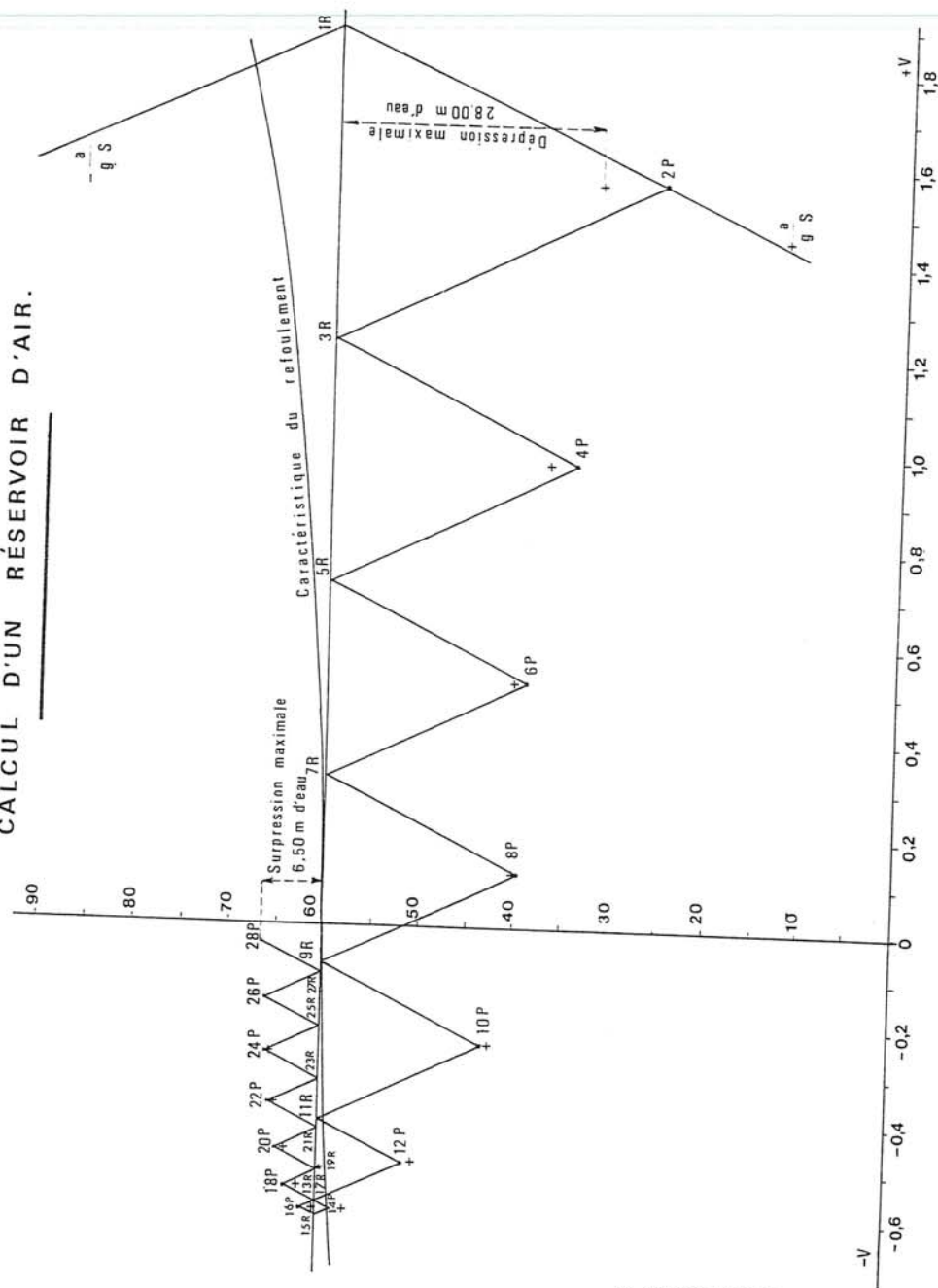


PLANCHE XXIX

Intervalles de temps $\theta$	Variation du volume d'air $\Delta U = S V_m \theta = 0,1964 \times 1,9 V_m = 0,373 V_m$	Volume d'air U	Pression dans le réservoir d'air $Z = (60,110) \pm \frac{3,14}{0,14} = \frac{326}{0,14}$	Vitesse dans la tubulure de branchement Montée : $V_1 = 17 V_f$ Descente : $V_2 = 30 V_f$	Perte de charge dans la tuyère Montée : $\Delta h_1 = \frac{V_1^2}{2g} \times 0,60$ Descente : $\Delta h_2 = \frac{V_2^2}{2g} \times 0,75$	Pression dans la conduite avec pertes de charge Montée : $Z - \Delta h_1$ Descente : $Z + \Delta h_2$	Perte de charge retoulement $\delta$	Pression dans la conduite sans pertes de charge Montée : $Z - \Delta h_1 - \delta$ Descente : $Z + \Delta h_2 + \delta$	Vitesse lue sur le graphique $V_f$	Désignation du point	Vitesse moyenne $V_m$	Vitesse finale choisie $V_f$
0	0	$U_0 = 3 \text{ m}^3$	$Z_0 + \delta_0 = 70$			70 m	10 m	60 m	$V_0 = 1,88$	1 R		
8	+0,640	3,640	53,42	26,4	21,3	32,12	6,9	25,22	1,55	2 P	1,715	1,55
28	+0,467	4,107	45,11	16,3	8,15	36,96	2,65	34,31	0,96	4 P	1,255	0,96
38	+0,274	4,381	41,21	8,7	2,32	38,89	0,75	38,14	0,51	6 P	0,735	0,51
48	+0,117	4,498	39,72	2,04	0,13	39,59	0,05	39,54	0,12	8 P	0,315	0,12
58	-0,024	4,474	40,07	7,50	2,16	42,23	0,20	42,43	-0,25	10 P	-0,065	-0,25
68	-0,140	4,334	41,84	15	8,6	50,44	0,74	51,18	-0,50	12 P	-0,375	-0,50
78	-0,205	4,129	44,78	18	12,4	57,18	1,05	58,23	-0,60	14 P	-0,55	-0,60
88	-0,222	3,907	48,38	17,7	12	60,38	1	61,38	-0,59	16 P	-0,595	-0,59
98	-0,213	3,694	52,33	16,5	10,4	62,73	0,90	63,63	-0,55	18 P	-0,57	-0,55
108	-0,190	3,504	56,34	14,10	7,6	63,94	0,60	64,54	-0,47	20 P	-0,51	-0,47
118	-0,158	3,346	60,10	11,40	4,95	65,05	0,45	65,50	-0,38	22 P	-0,425	-0,38
128	-0,121	3,225	63,28	8,10	2,51	65,79	0,20	65,99	-0,27	24 P	-0,325	-0,27
138	-0,080	3,145	65,55	4,8	0,88	66,43	0,10	66,53	-0,16	26 P	-0,215	-0,16
148	-0,037	3,108	66,64	1,2	0,05	66,69	0,01	66,70	-0,04	28 P	-0,10	-0,04

NOTA. 1°) Toutes les pressions indiquées dans ce tableau sont des pressions absolues. C'est ainsi que la pression d'origine est de :

$$Z_0 = 50 + 10 = 60 \text{ m d'eau, sans les pertes de charge.}$$

2°) Nous renvoyons le lecteur aux compléments (note 5 page 435) pour un calcul de réservoir d'air avec clapet à battant percé.

PLANCHE XXIX (suite)



Par ailleurs :

$$m = \frac{(0,92 \times 130)^2}{250^2} = 0,23$$

Le graphique donne  $c = 0,60$ .

Donc :

$$\Delta h_1 = \frac{V_1^2}{2g} \times 0,60$$

Descente de l'eau.

$$\frac{V_2}{V_f} = 2 \times \frac{500^2}{130^2} = 30$$

$$V_2 = 30 V_f$$

Par ailleurs :

$$m = \frac{\frac{130^2}{2}}{250^2} = 0,135$$

Le graphique donne  $c' = 0,75$ .

Donc :

$$\Delta h_2 = \frac{V_2^2}{2g} \times 0,75$$

La suite des calculs ne donne lieu à aucune difficulté. Il suffit de procéder avec méthode selon les indications données plus haut. Si l'examen d'une épure peut paraître rébarbatif et compliqué, on s'aperçoit, en la traçant, que tout est mécanique et simple.

Il est inutile de poursuivre l'épure au-delà d'un aller et retour de l'eau puisque les plus grandes valeurs de la dépression et de la surpression sont atteintes au cours de ce trajet, l'amortissement étant rapide.

En tenant compte des pertes de charge dans la conduite (points indiqués par une croix sur l'épure), la dépression maximale est de 28,00 m d'eau environ et la surpression de 6,50 m d'eau environ, c'est-à-dire qu'elle est inférieure à la valeur de la perte de charge totale (10,00 m d'eau pour le débit maximal).

*Caractéristiques finales du réservoir d'air.* — L'examen de la troisième colonne du tableau montre que l'air peut occuper un volume maximal de 4,50 m<sup>3</sup> environ, au point de débit nul. Comme il faut, qu'à ce moment,

il reste encore de l'eau dans le réservoir, il sera prévu une cloche d'une capacité totale de 5 m<sup>3</sup> dans laquelle l'air, en marche normale, n'occupera que 3 m<sup>3</sup> (fig. 267). Un calcul plus complet est donné page 439.

Pour que cette condition puisse être réalisée, il est nécessaire d'adjoindre à la cloche un compresseur d'air de façon à amener le niveau de séparation des deux fluides à la hauteur calculée correspondant au volume occupé par l'air exploitation en marche. Le compresseur fonctionne automatiquement dès que le niveau de l'eau remonte, conséquence de la dissolution de l'air dans l'eau, dissolution qui peut être importante quand la pression de l'air atteint 10 à 15 bars. L'emploi de l'azote, gaz inerte, permet des pressions plus élevées et le compresseur peut être remplacé par des bouteilles d'azote comprimé.

#### *Variations des caractéristiques du réservoir d'air*

Que se passerait-il si, dans l'exemple traité, les caractéristiques devaient varier?

Nous constatons :

— qu'en prenant un volume d'air initial  $U'_0 < U_0$ , les valeurs de la dépression et de la surpression sont augmentées. On les diminue en prenant  $U'_0 > U_0$ ;

— qu'en prenant une tuyère de plus grand diamètre, la valeur de la dépression est diminuée, mais la valeur de la surpression est augmentée. La situation s'inverse avec une tuyère de diamètre plus petit. Ces résultats sont particuliers aux tuyères du fait que  $k$  et  $k'$  sont liés. Si l'on voulait réduire à la fois la dépression et la surpression, il faudrait prendre un clapet à battant percé. La perte de charge à travers l'orifice du battant serait celle donnée par le graphique joint (planche XXX).

D'une installation à une autre, la valeur de départ de  $U_0$  peut être estimée en remarquant qu'elle varie, en gros, selon l'expression (75), comme le produit  $LS$ , c'est-à-dire comme le volume de la conduite à protéger.

#### NOTA IMPORTANT

Il y a lieu d'attirer l'attention sur la brutalité avec laquelle le clapet sur la conduite de refoulement peut se fermer dès l'arrêt brusque intervenu. Il est de pratique courante, en effet, de disposer l'anti-bélier dans l'usine, proche de la pompe, donc du clapet. En conséquence, sitôt l'arrêt, la pression qui règne dans le réservoir d'air provoque, notamment, une inversion du courant d'eau dans le court tronçon de conduite compris entre l'anti-bélier et le clapet. Si le clapet ne s'est pas fermé entre-temps, il se produit un choc bruyant qui risque d'être dommageable pour le matériel (coup de clapet).

Or, les clapets ordinaires à simple battant se ferment par leur propre poids en 1/10 de seconde environ. Mais il existe également d'autres types de clapets (voir p. 58) comportant, par exemple, un ressort de rappel qui permet d'accélérer le temps de fermeture, ou des battants simples multiples disposés sur une même plaque et dont l'effet est le même (le battant peut être assimilé à un pendule composé et le temps de fermeture est proportionnel à la distance entre l'axe de rotation et le centre de gravité). Dès lors, on peut :

— soit, accepter le choc bruyant en adoptant un clapet ordinaire dont le battant sera, de préférence, en acier, ce qui est pratiqué pour les installations courantes moyennes. ( $\varnothing$  du refoulement 0,250 à 0,300 m).

— soit, éloigner l'anti-bélier, tout en adoptant un clapet ordinaire, de façon que le temps de parcours aller retour de l'onde entre l'anti-bélier et le clapet soit supérieur

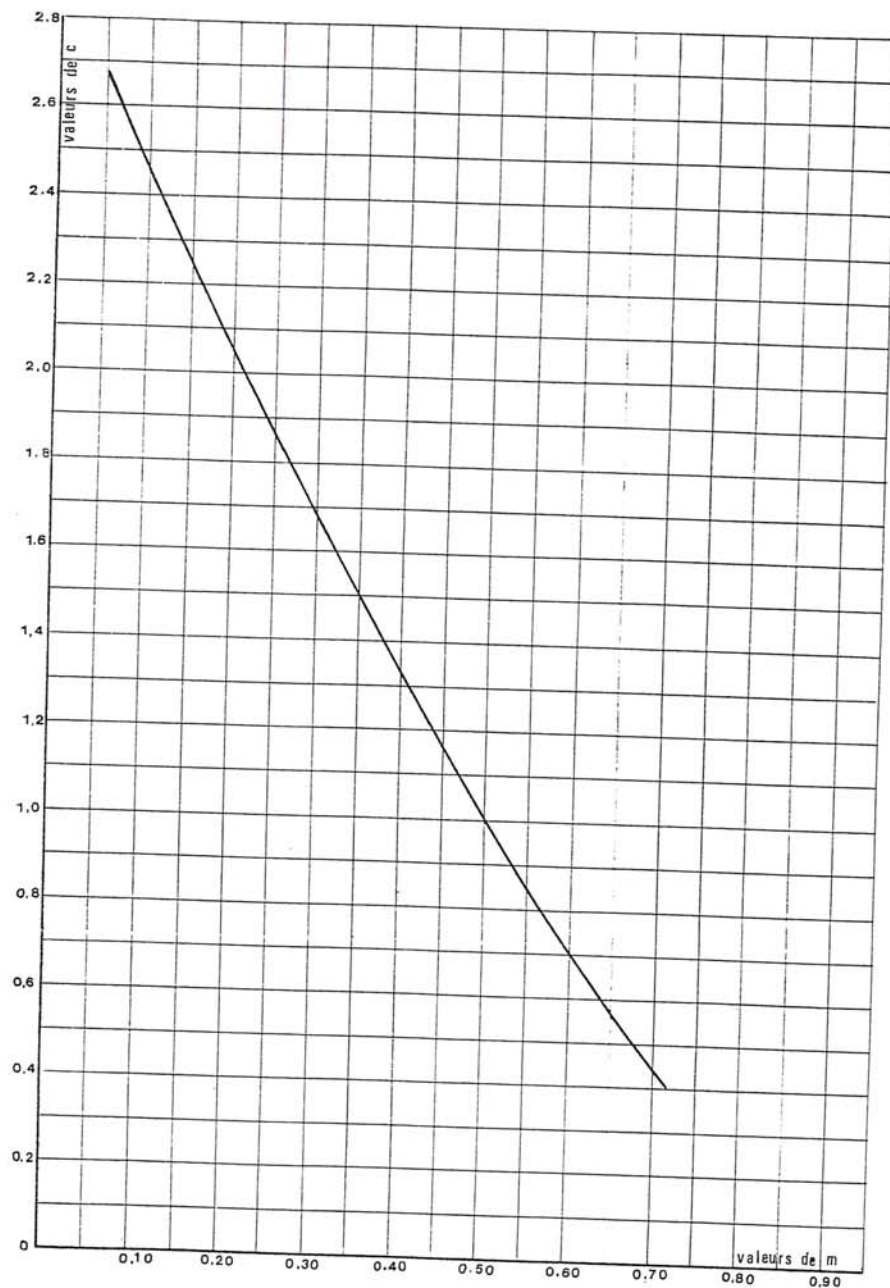


PLANCHE XXX. — Coefficient de perte de charge  $c'$  dans un diaphragme.

au temps de fermeture de cet appareil, ce qui conduit à disposer l'anti-bélier à une soixantaine de mètres environ à l'aval du clapet.

— soit adopter un clapet spécial.

Ces deux dernières dispositions n'impliquent pas une limitation pour le diamètre du refoulement.

#### 4° Les cheminées d'équilibre.

a) **Généralités.** — A la place d'un réservoir d'air sous pression, il peut être établi, à la station de pompage, un réservoir à l'air libre appelé cheminée d'équilibre. Cette cheminée jouera le même rôle mais, dans le cas de hauteurs de refoulement même moyennes, on arrive rapidement à des ouvrages d'art importants puisque l'eau s'élèvera déjà, en régime normal, à la hauteur géométrique augmentée des pertes de charge.

Aussi, les cheminées d'équilibre sont-elles très rarement utilisées à la station même; elles peuvent trouver leur emploi, par contre, sur le tracé du refoulement, quand celui-ci comporte, par exemple, des points hauts où peut survenir une cavitation en régime transitoire, même avec l'existence d'un anti-bélier à la station. A ce moment, leur hauteur reste généralement acceptable et, leur fonctionnement ne nécessitant aucun entretien, c'est la protection idéale pour les points du parcours difficilement accessibles. Nous verrons également leur utilisation sur une conduite d'adduction gravitaire.

b) **Principe du calcul graphique représentatif du phénomène dans la cheminée.** — Supposons une cheminée d'équilibre disposée en A (fig. 268),

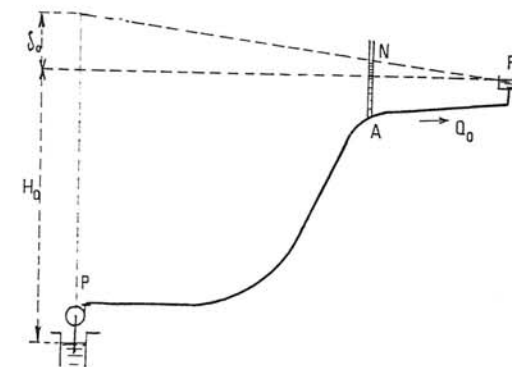


FIG. 268. — Cheminée d'équilibre sur refoulement.

au point haut d'une conduite de refoulement où une cavitation est à craindre en cas de disjonction, même avec un anti-bélier en P.



En régime normal, l'eau, dans cette cheminée, s'élèvera à un niveau tel qu'il correspondra à la pression piézométrique en ce point de la conduite pour le débit  $Q_0$ .

Survient la disjonction.

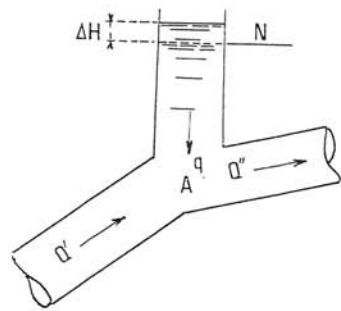


FIG. 269. — Répartition des débits cheminée-conduite.

Le tronçon PA est protégé par l'anti-bélier en P.

Le tronçon AR, qui subit alors la dépression de la première phase du phénomène, va recevoir l'eau que lui débitera la cheminée, tout comme à la station, l'anti-bélier fournit l'eau au tronçon PA.

Si, à un instant donné,  $Q'$  est le débit de PA,  $Q''$  celui de AR et  $q$  celui de la cheminée, circulant dans le sens des flèches de la figure 269, on a :

$$q + Q' = Q''$$

Le niveau N dans la cheminée variera donc dans le temps, mais pour des valeurs  $\Delta t$  faibles, les variations  $\Delta H$  de la hauteur d'eau seront faibles également, de sorte que si  $\Sigma$  est la section de la cheminée, on peut écrire :

$$-\Sigma \Delta H = q \Delta t \quad (76)$$

(si la cheminée recevait de l'eau, on aurait le signe +).

De plus, à un instant donné, la pression en A est donnée par la hauteur de l'eau dans la cheminée.

Si, dans un diagramme  $qH$ , se rapportant au phénomène dans la cheminée (fig. 270), nous représentons par  $(q_1 H_1)$  le point figuratif du régime à un temps  $t$ , le point figuratif au temps  $(t + \Delta t)$  sera  $(q_2 H_2)$  et sera défini par la relation (76) où il sera admis que le débit moyen pendant l'intervalle  $\Delta t$  vaut  $\frac{q_1 + q_2}{2}$  :

$$-\Sigma (H_2 - H_1) = \frac{q_1 + q_2}{2} \Delta t$$

ou :

$$H_2 - H_1 = -(q_1 + q_2) \frac{\Delta t}{2 \Sigma}$$

Or, ceci est l'équation d'une droite de pente  $\alpha = -\frac{\Delta t}{2 \Sigma}$  et passant par

le point  $\left\{ \begin{array}{l} + H_1 \\ - q_1 \end{array} \right.$ , c'est-à-dire par le symétrique de  $(q_1 H_1)$  par rapport à OH.

Le lieu de  $(q_2 H_2)$  peut aussi se construire en traçant, de  $(q_1 H_1)$ , une droite de pente  $+\alpha$  jusqu'en N, rencontre avec l'axe des ordonnées et en construisant, de N, la droite réfléchie  $Nx$ .

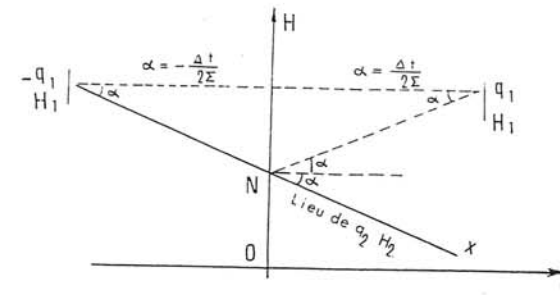


FIG. 270. — Recherche du lieu de  $q_2 H_2$ .

La mise en place de  $Nx$  montre que, pour un observateur partant de la base de la cheminée au temps  $t$  défini par le régime  $(q_1 H_1)$  et montant dans cette cheminée, c'est-à-dire en sens inverse du courant, le point figuratif du régime se déplace sur une droite de pente  $+\frac{\Delta t}{2 \Sigma}$  passant par  $(q_1 H_1)$ .

L'observateur, arrivant à la surface de l'eau, constate un débit nul (point N) puis, revenant vers la base, dans le sens du courant, il voit le point figuratif du régime sur une droite réfléchie de pente  $-\frac{\Delta t}{2 \Sigma}$ .

On retrouve ainsi une analogie complète avec les droites  $\pm \frac{a}{gS}$  caractéristiques de la conduite en régime transitoire.

Pour mettre en place  $(q_2 H_2)$  il faut trouver un second lieu dont l'intersection avec le premier donnera le point cherché.

Il nous sera donné par la considération des observateurs parcourant la conduite et se retrouvant au même instant en A avec l'observateur parcourant la cheminée de façon que tous ces observateurs voient le régime avec les conditions suivantes, déjà indiquées plus haut, soit :

1°  $q + Q' = Q''$  ou  $Q'' - Q' = q$ ,

2° pressions identiques à la base de la cheminée à l'instant considéré.

Ces dispositions se traduisent, pour l'épure, par les constructions suivantes (fig. 271).

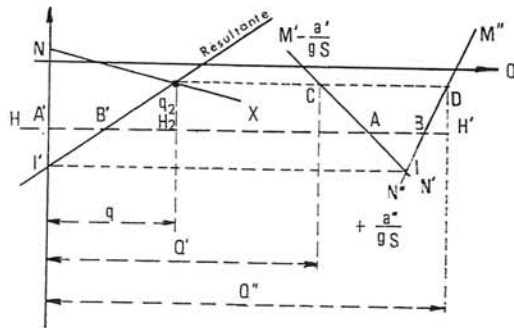


FIG. 271. — Principe de la construction du point  $q_2 H_2$ .

*Mise en place de la première condition.* — Soient :

—  $M'N'$  la droite caractéristique du régime (débit  $Q'$ ) pour la conduite PA et pour un observateur qui vient de P,

—  $M''N''$  la droite caractéristique du régime (débit  $Q''$ ) pour la conduite AR et pour un observateur venant de R,

—  $Nx$  la droite caractéristique du régime (débit  $q$ ) pour la cheminée et pour un observateur venant du haut N de la cheminée.

Pour traduire graphiquement la différence  $Q'' - Q'$ , on observe, en supposant le problème résolu, que cette valeur est représentée (fig. 271) par le tronçon d'horizontale CD compris entre les deux droites caractéristiques  $-\frac{a'}{gS}$  et  $+\frac{a''}{gS}$ . En conséquence, pour avoir la direction de la caractéristique résultante  $Q'' - Q'$ , des considérations géométriques très simples montrent qu'il suffira, après avoir rappelé le point d'intersection I en I', de joindre I' à un point B' tel que, sur une même horizontale quelconque, on ait :  $AB = A'B'$ .

Le point de rencontre avec  $Nx$  donne alors le point du régime ( $q_2 H_2$ ).

*Mise en place de la deuxième condition.* — Il suffit de mener par ( $q_2 H_2$ ) l'horizontale qui coupe les deux droites  $M'N'$  et  $M''N''$  aux points C et D. Ainsi, les pressions seront identiques; C et D seront les points de départ des nouvelles droites réfléchies  $+\frac{a'}{gS}$  et  $-\frac{a''}{gS}$ .

Nous donnerons les principes de construction d'épure dans deux cas particuliers :

1° cheminée en cours de tracé pour combattre une dépression en un point où une cavitation est à craindre;

2° cheminée au départ de la station, à la place d'un réservoir d'air sous pression.

c) **Première application : cheminée en cours de tracé.** — Soit le schéma donné par la figure 272, la cheminée A étant à une distance  $L'$  de la station et  $L''$  du réservoir.

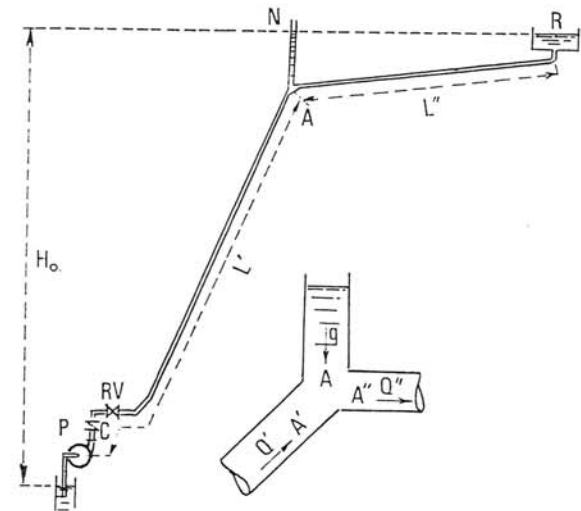


FIG. 272. — Cheminée en cours de tracé ( $2 L'/a' = 2 L''/a''$ ).

Supposons les pertes de charge nulles.

Si la conduite présente les mêmes caractéristiques (section, épaisseur, nature) sur toute la longueur PR, les droites  $\pm \frac{a}{gS}$  seront identiques pour les tronçons PA et AR.

Toutefois, il sera plus économique de prévoir le tronçon terminal AR avec des caractéristiques différentes, puisqu'il supporte des pressions moins importantes. A ce moment, nous aurons des droites  $\pm \frac{a'}{gS}$  pour PA et des droites  $\pm \frac{a''}{gS}$  pour AR.



Désignons par  $A'$ ,  $A''$  les extrémités des deux tronçons et par  $A$  la base de la cheminée qui, à leur point commun, doivent satisfaire aux conditions de débit et de pression indiquées ci-dessus au § b.

Construisons l'épure à rythmes entiers  $\theta$  et, si la cheminée peut être placée sensiblement à la moitié de  $PR$ , arrangeons-nous pour la disposer de façon que :

$$\theta = \frac{2L'}{a'} = \frac{2L''}{a''}$$

Les droites caractéristiques des deux tronçons auront pour pente  $\pm \frac{a'}{gS}$  et  $\pm \frac{a''}{gS}$ .

$\theta$  correspondra également au temps mis par l'observateur partant du pied de la cheminée pour aller jusqu'au plan d'eau  $N$  supérieur et pour revenir à la base ( $\theta = \Delta t$ ).

Les droites caractéristiques de la cheminée auront pour pente :

$$\alpha = \pm \frac{\Delta t}{2\Sigma} = \pm \frac{2L'}{2a'\Sigma} = \pm \frac{L'}{a'\Sigma} = \pm \frac{L''}{a''\Sigma}$$

Nous tracerons deux épures distinctes, l'une pour la cheminée, l'autre pour la conduite (fig. 273).

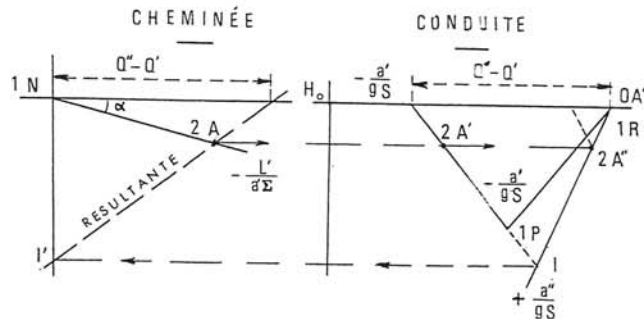


FIG. 273. — Épures cheminée-conduite.

Au temps 0 survient la disjonction en  $P$ .

Considérons trois observateurs qui se retrouveraient en  $A$  :

- le premier partant de  $A'$  au temps zéro et allant vers  $P$ ,
- le deuxième partant de  $R$  au temps 1 et allant vers la cheminée,
- le troisième partant de  $N$  au temps 1 et descendant vers la base de la cheminée.

Les régimes initiaux sont les suivants :

- pour le premier observateur :  $Q_0 H_0$  (point  $0 A'$ ),
- pour le deuxième » :  $Q_0 H_0$  (au temps 1, le régime n'a pas encore changé au réservoir) point  $1 R$  confondu avec  $0 A'$ ,
- pour le troisième » :  $q = \text{zéro}$  et  $H_0$  (au temps 1, la cheminée n'a pas encore débité) point  $1 N$ .

Le premier observateur arrivant en  $P$  trouve, au temps 1 (point  $1 P$ ), l'anti-bélier qui lui donne les caractéristiques du régime en ce point. Nous pouvons donc tracer la droite réfléchie  $-\frac{a'}{gS}$  passant par  $1 P$ . Nous avons vu comment tracer cette épure à propos des réservoirs d'air. Elle se présente exactement de la même manière <sup>(1)</sup>.

Le deuxième observateur, partant de  $R$ , voit le régime se déplacer sur la droite  $+\frac{a''}{gS}$ .

Enfin, le troisième observateur, partant de  $N$ , et descendant la cheminée dans le sens du courant voit le régime se déplacer selon la droite  $-\frac{L'}{a'\Sigma}$ .

Pour trouver les points du régime au temps 2, où tous les observateurs se rencontrent à la base de la cheminée, il faut construire la direction de la caractéristique résultante, comme il a été fait au paragraphe précédent.

L'épure et les flèches rappellent le mode de construction des points  $2 A$ ,  $2 A'$ ,  $2 A''$ .

Il ne reste plus qu'à poursuivre l'épure en construisant, à partir de  $2 A$ ,  $2 A'$ ,  $2 A''$ , les droites réfléchies correspondantes en se rappelant que la direction de la résultante reste toujours la même et qu'il suffit de mener des parallèles à cette direction à partir de tout point tel que  $1'$  pour trouver un point tel que  $2 A$ .

Cas où la cheminée ne peut être placée tel que l'on ait  $\frac{2L'}{a'} = \frac{2L''}{a''}$ .

On choisit pour unité de temps celle correspondant à un aller de l'onde pour la plus courte distance, soit  $L'$  dans le cas de la figure 274, et on s'arrange pour que  $\frac{L''}{a''}$  soit un multiple simple, 2 par exemple, de  $\frac{L'}{a'}$ .

<sup>(1)</sup> Avec toutefois cette différence : le point  $1 P$  doit correspondre aux caractéristiques du réservoir d'air après un temps  $\frac{\theta}{2}$ , alors que dans l'exemple traité à ce sujet, le point  $2 P$  correspondait à  $\theta$ . Par la suite, les temps se succèdent en ajoutant  $\theta$  à chaque fois.

Ainsi :

$$\theta = \frac{2L''}{a''} = 2 \frac{2L'}{a'}$$

La cheminée est ainsi sensiblement au tiers du parcours;  $\theta$  sera aussi le temps mis par l'observateur pour parcourir un aller-retour dans la cheminée.

Compte tenu de ces observations, l'épure est tracée à rythmes entiers comme ci-dessus.

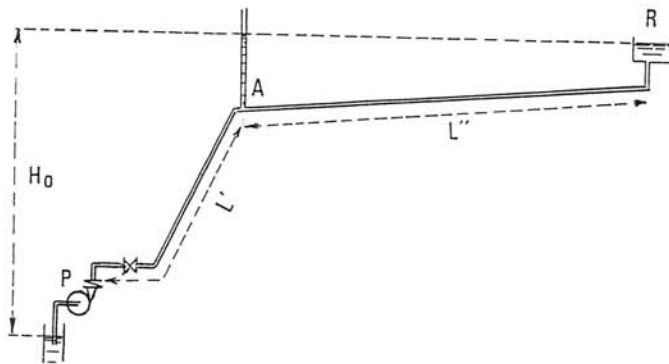


FIG. 274. —  $L''/a''$  est un multiple de  $L'/a'$ .

d) **Deuxième application : cheminée au départ de la station.** — Ce cas se présentera assez rarement, pour les raisons exposées plus haut.

Supposons, néanmoins, le schéma donné par la figure 275 où les pertes de charge seront négligées. Considérons les régimes à rythmes entiers et prenons  $\theta = \frac{2L}{a}$ .

Supposons un observateur parcourant la conduite aller et retour dans le temps  $\theta$  pendant qu'un autre observateur parcourt la cheminée dans le même temps. A leur point de rencontre, en A, ils observeront le même régime à cet instant.

Lors de la disjonction brutale, la cheminée doit débiter immédiatement  $Q_0$  et les épures se présentent de la manière suivante (fig. 276) :

*Epure de la conduite.* — Au temps 1, au réservoir, le régime est encore défini par  $(Q_0 H_0)$  et, pour l'observateur parti de R, le point figuratif se trouve sur la caractéristique issue de  $(Q_0 H_0)$  et de pente  $+\frac{a}{gS}$ .

*Epure cheminée.* — Le régime au temps zéro est  $(Q_0 H_0)$  et l'observateur partant de A pour monter dans la cheminée verra le régime se déplacer suivant  $0A - 1N$ , droite de pente  $+\alpha$  (il remonte le courant) telle que  $\alpha = +\frac{\Delta t}{2\Sigma}$ .

Mais puisque  $\Delta t = \theta = \frac{2L}{a}$ ,  $\alpha = +\frac{L}{a\Sigma}$ .

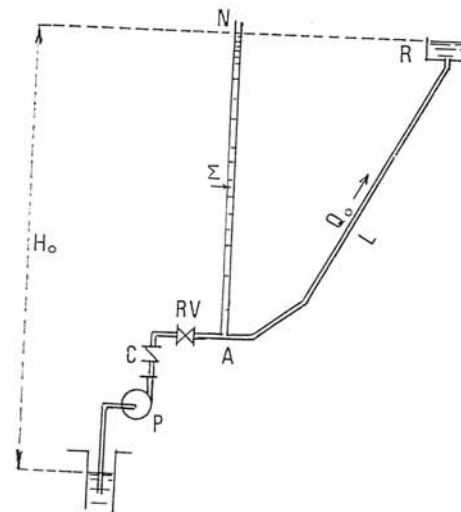


FIG. 275. — Cheminée à la station.

Arrivé au plan d'eau supérieur de la cheminée, l'observateur constate un débit nul (point 1 N) puis il redescend (droite  $-\alpha$ ) et se rencontre avec l'observateur de la conduite au point d'intersection 2 A avec la droite  $+\frac{a}{gS}$ .

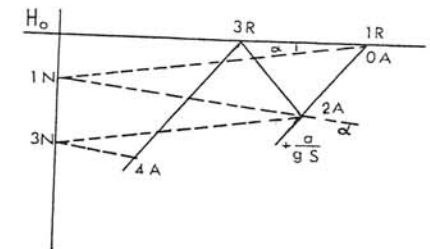


FIG. 276. — Épure correspondante.

La construction des points suivants s'effectue facilement en traçant les droites réfléchies.

e) **Dimensions de la cheminée.** — Les deux dimensions à considérer sont le diamètre et la hauteur.

*Diamètre.* — La construction graphique nous montre qu'il y a intérêt à ce que les points tels que 2 A, 2 A'' ou 2 A' des figures précédentes soient aussi proches que possible de l'horizontale  $H_0$ , ce qui revient à dire que l'angle  $\alpha$  doit être aussi faible que possible. Cela diminuera ainsi l'amplitude maximale des oscillations dans la cheminée et réduira la valeur de la dépression dans le tronçon terminal.

Il faut donc que  $\text{tg } \alpha = \frac{L}{a\Sigma}$  soit aussi faible que possible, ce qui revient à prendre  $\Sigma$  aussi grand que possible. Pratiquement, on prend



comme diamètre celui de la conduite ou un diamètre légèrement plus grand.

**Hauteur.** — C'est la construction de l'épure qui donnera la position successive des points tels que 1 N, 3 N, etc... Les points extrêmes atteints, tant au-dessus de  $H_0$  qu'en dessous, donnent les valeurs maximale et minimale atteintes par l'eau au cours du phénomène.

La hauteur maximale atteinte donnera, avec une garde de quelques décimètres, celle de la cheminée.

Quant à la cote minimale, il faudra qu'elle soit supérieure à celle de la génératrice supérieure de la conduite terminale afin d'éviter les entrées d'air. Une garde de 1,00 à 1,50 m sera une bonne précaution. Si l'on ne pouvait satisfaire cette condition, il faudrait modifier la section de la cheminée.

f) **Les cheminées d'équilibre en adduction gravitaire.** — Quand nous avons traité de l'adduction gravitaire, nous avons insisté sur la nécessité de maintenir, quoiqu'il arrive, la conduite d'adduction toujours pleine.

Dans les adductions importantes, comportant, en tête, un réservoir de mise en charge et dont le tracé se développe selon un profil accidenté, il peut être prévu l'installation, en des points judicieusement choisis, de cheminées d'équilibre qui permettent, tout en assurant la protection anti-bélier de l'adduction, de conserver, à l'occasion d'un arrêt de l'écoulement, les biefs constamment pleins.

En cas de variation de régime ou de fermeture rapide de la vanne située à l'extrême aval, le tronçon de conduite compris entre l'ouvrage de déversement, en l'occurrence, le réservoir d'arrivée, et la première cheminée située immédiatement en amont, est le siège d'ondes de coup de bélier qui se propagent jusqu'à cette cheminée et qui se propageraient jusqu'en tête de la canalisation s'il n'existait pas du tout de cheminée sur le parcours. Mais, pratiquement, les ondes de coup de bélier se trouvent arrêtées par la première cheminée rencontrée et donnent lieu, en amont, dans la conduite et dans les autres cheminées, s'il en existe, à des oscillations en masse de l'eau, oscillations présentant une longue période. C'est ainsi qu'à l'effet percutant du coup de bélier se substituent, dans ces tronçons, des efforts dans la conduite s'établissant progressivement et plus lentement, donc qui seront moins dommageables pour la canalisation.

L'arrivée de la conduite dans la cheminée s'effectuera à une cote C légèrement supérieure à celle F du fond de la cheminée qui précède (fig. 277). L'horizontale passant par C devra, évidemment, se situer au-dessus de tout point du profil de la conduite de façon, qu'à l'arrêt, la conduite reste pleine.

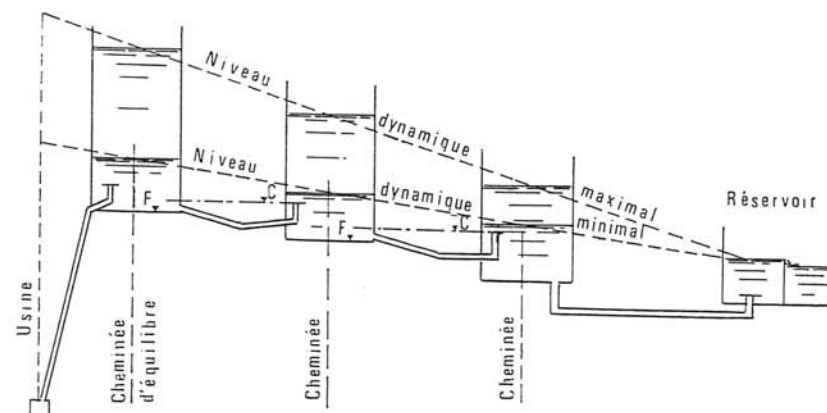


FIG. 277. — Cheminées en écoulement gravitaire.

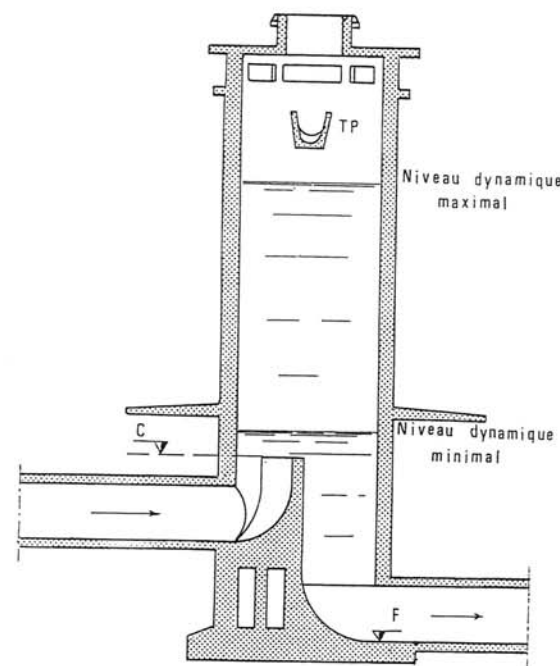


FIG. 278. — Coupe type de cheminée.

Une telle cheminée peut être conçue selon les dispositions de la figure 278.



## V. — Enregistrement des pressions observées à l'occasion du coup de bélier

Imaginons un manomètre enregistreur installé au départ de la pompe, sur la conduite de refoulement dont nous avons calculé la protection par un réservoir d'air page 272 et suivantes. La feuille d'enregistrement des pressions se présenterait comme suit : (fig. 278 bis).

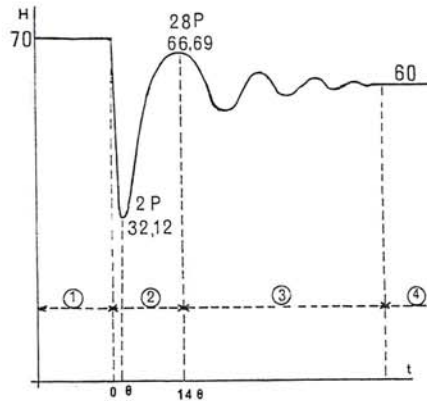


FIG. 278 bis. — Relevé de l'enregistrement du coup de bélier.

— zone 1 : marche normale avant le coup de bélier; la pression dynamique absolue, c'est-à-dire avec les pertes de charge, est de 70 m d'eau,

— zone 2 : régime transitoire pendant lequel, grâce à l'anti-bélier, la dépression est limitée à la valeur donnée par le point 2P (pression absolue restante : 32,12 m d'eau), et la surpression

à celle donnée par le point 28P (pression absolue restante : 66,69 m d'eau),

— zone 3 : oscillations amorties du régime transitoire (amplitudes non calculées),

— zone 4 : fin du régime transitoire; arrêt de la pompe; pression absolue : 60 m d'eau (pression statique).

## VI. — Conclusions sur les modes de protection des conduites de refoulement contre les effets du coup de bélier

Nous nous sommes étendu sur le mode pratique de calcul des divers appareils couramment utilisés dans ce domaine en raison de l'intérêt que cette étude présente dans un projet d'usine de refoulement tant soit peu importante. Si l'apparente complication des épures rebute le débutant il verra, au contraire, en s'ingéniant à les reproduire lui-même, combien la construction en est attrayante et reflète la marche exacte du phénomène.

Nous avons vu les inconvénients du volant d'inertie et son utilisation restreinte aux courts refoulements. Il peut rendre, néanmoins, service dans certaines installations, car il ne nécessite aucun entretien.

Par contre, le réservoir d'air est le moyen de protection le plus utilisé. Peu encombrant, il trouve sa place à la station de pompage où il peut être surveillé et, éventuellement « regonflé » si l'air vient à se dissoudre. Dans les petites installations, la considération simplifiée du phénomène permet de trouver rapidement et d'une manière satisfaisante les caractéristiques du réservoir. Dans les installations importantes, le calcul prend plus de temps mais ne présente, en réalité, aucune difficulté. Toutefois, il y aura lieu d'examiner l'incidence du coup de bélier au démarrage de la pompe, qui risque d'être important si le démarrage s'effectue à vanne ouverte. (voir compléments, page 435).

Une fois trouvée la valeur de la dépression obtenue grâce à l'anti-bélier, il faut examiner, en considérant sa répartition linéaire décroissante jusqu'au réservoir, si certains points du profil ne sont pas soumis néanmoins à une cavitation dangereuse. Cela n'arrive pas si le profil est régulièrement ascendant, mais peut survenir quand le profil comporte des points hauts ou, comme cela arrive assez souvent, lorsque le tronçon terminal se présente avec une faible pente sur une grande longueur.

Dans ce cas, il faudra passer à la solution mixte : réservoir d'air pour le tronçon à pente régulièrement ascendante et cheminée d'équilibre pour le second tronçon. La solution est onéreuse si la cheminée doit être importante, mais elle confère une pleine sécurité, tant du point de vue fonctionnement que du point de vue exploitation puisqu'elle n'exige aucun entretien.

La cheminée à la station est très exceptionnelle et sera toujours de construction plus onéreuse que le réservoir d'air.

Enfin, en adduction gravitaire importante, la cheminée d'équilibre pourra être envisagée comme moyen très efficace pour assurer la protection de la conduite et la maintenir constamment pleine quelles que soient les modalités de l'écoulement ou de l'exploitation.

*Nota.* — Si l'équipement de la station de pompage, dont on aura étudié la protection anti-bélier du refoulement, devait comporter une longue conduite d'aspiration, la protection anti-bélier de cette dernière devrait être également envisagée. En effet, l'arrêt brutal par disjonction entraîne aussi l'arrêt de l'écoulement dans l'aspiration dont les conséquences seront d'autant plus à craindre que la longueur de la conduite et la vitesse de l'eau seront importantes. La pompe, qui fait suite, est également affectée par cet arrêt.

La protection la plus simple est le réservoir d'air en bout de conduite, ce réservoir pouvant jouer le rôle, en exploitation courante, de récipient de dégazage, ainsi que nous l'avons montré à propos du montage des pompes horizontales. Ce réservoir trouvera sa place à l'usine même.

Le calcul de la protection de l'aspiration sera conduit ainsi qu'il a été indiqué pour le refoulement.



## CHAPITRE II

### COMPTAGE DES DÉBITS

Il est du plus haut intérêt, pour l'exploitation rationnelle d'un service d'eau, de connaître, avec précision, l'importance de sa production ainsi que la consommation aux points d'utilisation afin d'évaluer la rentabilité du réseau et chiffrer, par exemple, les pertes d'eau inévitables, donc de juger de l'état de ce réseau.

D'autre part, la présence des appareils de comptage, tant sur la production que sur la consommation, devient, maintenant, une nécessité pour l'exploitant car les conditions de recevabilité de demandes de hausses de tarifs sont basées, désormais, sur les indications fournies par ces appareils. Nous attirons particulièrement l'attention du lecteur sur les Circulaires des 12/12/66 et 7/5/68 du Ministère de l'Intérieur concernant la fixation du prix de l'eau par les services locaux de distribution. La circulaire du 7/5/68 précise, notamment, qu'il sera tenu compte du rendement du réseau de distribution, lequel devra être au moins égal au ratio de facturation exprimé par le rapport :

$$\frac{\text{volume d'eau distribué facturé}}{\text{volume d'eau produit}}$$

#### 1. — Mesure du débit des sources

Le débit des sources peut se mesurer de plusieurs manières qui n'offrent pas toutes, évidemment, la même précision. On peut opérer :

##### a) Par remplissage d'une capacité donnée.

La mesure du temps mis pour remplir cette capacité donnera la valeur du débit moyen. Ce procédé n'est évidemment applicable qu'aux sources de faible débit.

##### b) Par la méthode du déversoir en mince paroi.

## ADDUCTION DES EAUX

### 1° Déversoir sans contraction latérale. — Il importe :

— que la vitesse  $V_0$  dans le canal d'amenée ne soit que la conséquence du débit passant sur le déversoir; cette condition nécessitera parfois l'établissement d'un tranquillisateur à l'origine du canal; le radier du dispositif devra être horizontal;

— que les filets soient convenablement dirigés. On pourra, à cet effet, disposer, en travers du canal, un mur en briques creuses dont les trous seront dirigés dans le sens du courant;

— que le déversoir soit à angle vif;

— que l'air puisse circuler librement sous la nappe déversante, par exemple par des canaux latéraux ménagés dans les bajoyers. Si la nappe n'était pas aérée, elle se collerait contre la paroi et les mesures seraient faussées;

— que la mesure  $h$  de la hauteur de lame soit faite à une distance  $a$  du déversoir telle que :

$$a > 5h$$

— que la longueur du canal d'amenée soit au moins égale à  $20h$ .

Sous ces réserves, le débit peut être déterminé par consultation de tables dont ci-dessous un extrait, en fonction de  $h$  et de  $s$  (voir fig. 279).

Valeurs de $h$ (en m)	Débits en l/s et par mètre de longueur de déversoir. Valeurs de $s$ (en m)									
	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	Infinie
0,05	23,5	23,3	23,2	23,1	23,1	23,1	23	23	23	23
0,06	30,4	30	29,8	29,7	29,7	29,6	29,6	29,6	29,6	29,6
0,08	46,2	45,3	44,9	44,7	44,6	44,5	44,4	44,3	44,3	44,2
0,10	64,6	63	62,2	61,8	61,6	61,3	61,2	61	60,9	60,1
0,12	85,2	82,7	81,4	80,7	80,3	79,9	79,6	79,3	79,2	79,1
0,14	108	104	102	101	101	100	99,6	99,2	99,1	99
0,16	133	128	125	124	123	122	121	120	120	120
0,18	160	153	150	148	147	145	144	143	143	142
0,20	189	181	176	174	172	172	169	168	167	166
0,30	362	344	332	325	320	314	311	307	305	302

Dès que la hauteur de lame  $h$  devient inférieure à 0,05 m, il faut avoir recours au déversoir triangulaire.

2° Déversoir à contraction latérale (fig. 280). — Il est identique au précédent, mais fait intervenir une largeur  $l < L$ , grâce à des joues verticales, taillées, elles aussi, en biseau.

Ce déversoir est moins précis que le précédent et moins bien connu expérimentalement, quoique très employé. Il est facile à établir et ne nécessite pas d'aération de la lame, la contraction permettant l'accès naturel de l'air par les côtés.

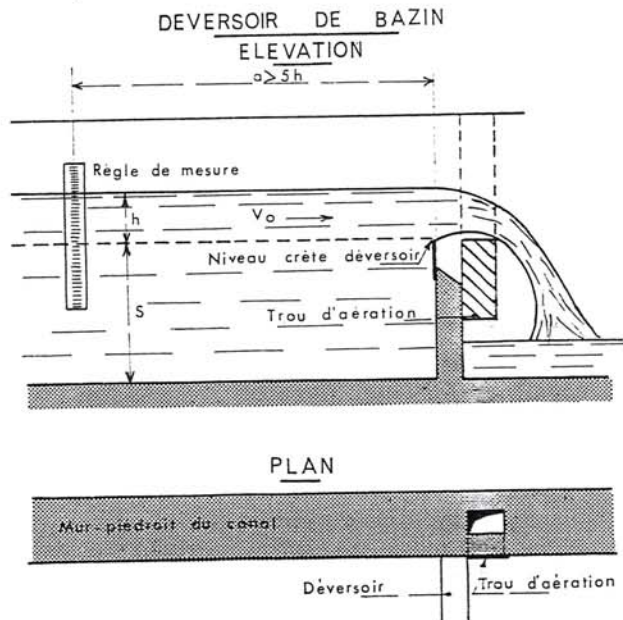


FIG. 279. — Dispositions pour déversoir de BAZIN.

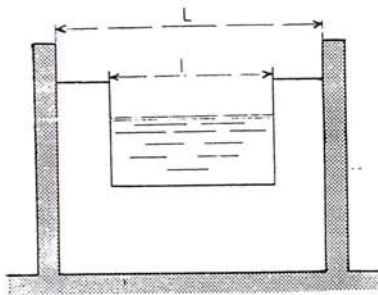


FIG. 280. — Déversoir à contraction latérale.

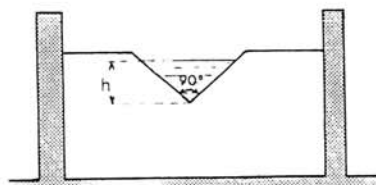


FIG. 281. — Déversoir triangulaire.

3° Déversoir triangulaire (fig. 281). — Il est utilisé pour la mesure des petits débits et trouve son utilité en adduction d'eau rurale, où l'on a affaire, parfois, à des débits tombant vers 1 l/s. D'aussi faibles débits ne

pourraient être mesurés à l'aide du déversoir ordinaire, car la nappe décollerait difficilement de la paroi. Avec le déversoir triangulaire, le débit est mesuré par une hauteur  $h$  plus grande qu'en opérant avec un déversoir ordinaire.

Si l'angle au sommet est droit et si les arêtes sont à mince paroi, le débit  $Q$  en  $m^3/s$  s'exprime par la formule :

$$Q = 1,4 h^{5/2}$$

$h$  est exprimé en mètres et se mesure toujours à une certaine distance du déversoir.

## II. — Mesure du débit dans les aqueducs

On peut procéder :

### a) Par mesure de la vitesse.

On utilisera la méthode de jaugeage décrite dans le Code d'essais des installations hydrauliques édité par la Société Hydrotechnique de France, (Fascicule n° 3).

La section de jaugeage sera décomposée en un certain nombre de carrés ou de rectangles, de 0,15 à 0,20 m de côté et on mesurera, à l'aide d'un moulinet, la valeur de la vitesse de l'eau au centre de gravité de ces surfaces élémentaires.

Le débit total sera donné par la relation :

$$Q = \iint_{\Omega} V d\Omega = \iint_{\Omega} V dx dy = \int_0^x dx \int_0^y V dy$$

$\Omega$  étant l'aire de la section de jaugeage rapportée à un plan  $xoy$  et  $V$  étant la vitesse en un point  $xy$ .

Les intégrations se feront graphiquement. Une première intégration, effectuée le long d'une verticale élémentaire, donnera le débit élémentaire par unité de largeur :

$$dq = \int_0^y V dy$$

Ce calcul sera effectué pour chacune des verticales considérées.

Le débit total  $Q$  sera obtenu par la sommation de ces débits élémentaires suivant l'horizontale passant par le diamètre de la section de jaugeage.



En vue des intégrations graphiques, les principes suivants seront appliqués :

— au voisinage de la surface libre du plan d'eau, la courbe de répartition des vitesses le long d'une verticale sera extrapolée suivant la pente de cette courbe au point de mesure le plus voisin;

— au voisinage d'une paroi de l'aqueduc, il sera admis que la vitesse  $V_x$  en un point d'abscisse  $x$ , comptée à partir de cette paroi, peut s'exprimer par la relation :

$$V_x = V_a \left( \frac{x}{a} \right)^{1/n}$$

$V_a$  étant la vitesse mesurée au point d'abscisse  $a$  le plus voisin de la paroi et le coefficient  $n$  ne dépendant que de la rugosité des parois ( $n = 10$  pour un enduit au ciment lissé;  $n = 7$  pour des maçonneries bien dressées ou pour du béton brut;  $n = 5$  pour des maçonneries dégradées). On admettra, de plus, que les lignes d'égale vitesse sont confondues avec les parallèles à la paroi.

b) **Par jaugeage chimique** (méthode utilisée par le Service de Contrôle des Eaux de la Ville de Paris).

Ce jaugeage s'effectue de la manière suivante :

1° Une première solution concentrée de nitrite de sodium <sup>(1)</sup>, par exemple, est préparée et introduite avec un débit connu de  $q$  cm<sup>3</sup>/mn, dans l'eau de l'aqueduc dont on recherche le débit  $Q$  m<sup>3</sup>/h.

2° Une deuxième solution concentrée, de même titre que la première, fait l'objet, en laboratoire, d'une dilution connue, soit, par exemple, une dilution de  $\frac{1}{100\,000}$  ou  $\frac{1}{10^5}$ .

3° En aval du déversement, et assez loin, de façon que le mélange ait eu le temps d'être bien homogénéisé, un prélèvement de 100 cm<sup>3</sup>, par exemple, est effectué, dont on mesure la teneur en nitrite. La valeur de la dilution est alors de :

$$\frac{q}{Q \times 10^6} \quad (77)$$

le dénominateur exprimant le débit de l'aqueduc en cm<sup>3</sup>/mn.

4° On recherche le nombre  $n$  de cm<sup>3</sup> de la dilution de laboratoire qu'il faut ajouter à une eau témoin prise en amont du déversement pour

<sup>(1)</sup> Si l'on doit effectuer de telles mesures sur une eau préalablement stérilisée au chlore, il y aura lieu d'arrêter momentanément l'injection de chlore, car le nitrite et le chlore se détruisent mutuellement.

obtenir 100 cm<sup>3</sup> d'un mélange ayant la même teneur en nitrite que l'eau de l'aqueduc.

La valeur de la dilution est de :

$$\frac{n}{100} \times \frac{1}{10^5} = \frac{n}{10^7} \quad (78)$$

L'égalisation de (77) et (78) donne finalement pour  $Q$  la valeur suivante :

$$Q \text{ m}^3/\text{h} = \frac{600 q}{n}$$

Cette méthode suppose une grande précision dans les analyses quantitatives ainsi qu'un bon brassage de la solution saline.

### III. — Mesure du débit dans les conduites

La mesure du débit instantané dans les conduites s'effectue à l'aide d'appareils dits déprimogènes : venturis ou diaphragmes. Il peut également être fait appel à des appareils basés sur la mesure de la vitesse de l'eau.

La mesure du débit moyen s'effectue à l'aide de compteurs.

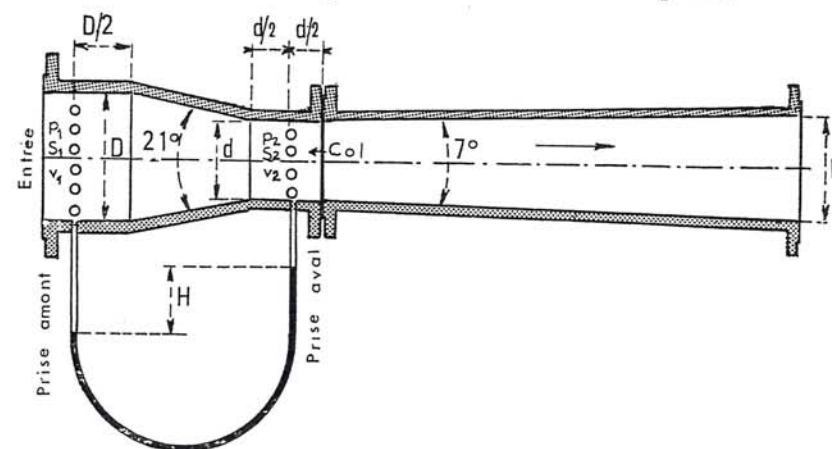


FIG. 282. — Venturi.

#### a) Mesure des débits instantanés.

1° **Venturi** (fig. 282). — Cet appareil a pour but, étant intercalé dans une canalisation sous pression, de créer une dépression locale grâce à un

rétrécissement convenablement gradué de la section d'écoulement, dépression qui est utilisée pour mesurer le débit instantané qui passe dans la conduite.

Il se compose :

— d'une partie convergente (angle au sommet du tronc de cône :  $21^\circ$ ), comprise entre deux sections cylindriques; les sections extrêmes ont pour diamètre celui  $D$  de la canalisation et la section rétrécie au col a une valeur plus petite, correspondant à un diamètre  $d$ , le rapport  $d^2/D^2$  variant de 0,15 à 0,65;

— d'une partie divergente à la suite de la précédente et caractérisée par un angle au sommet de  $7^\circ$ .

Cette description correspond au venturi dit classique, qui ne donne lieu qu'à une faible perte de charge. Il existe aussi des venturis classiques tronqués, dont le diamètre de l'extrémité aval est inférieur à  $D$ ; l'angle du divergent peut être pris supérieur à  $7^\circ$  sans dépasser toutefois  $30^\circ$ . Il existe enfin des venturis-tuyères, constitués par une tuyère normalisée suivie d'un col cylindrique et d'un divergent de  $7^\circ$ . Les venturis tronqués et les venturis-tuyères, moins encombrants en longueur, donnent lieu à des pertes de charge plus importantes que le venturi classique ordinaire.

Les prises de pression, tant à l'entrée qu'au col, s'effectuent sur des chambres annulaires communiquant avec l'intérieur de la conduite par de nombreux trous. Les deux prises sont reliées à un manomètre différentiel à mercure et la hauteur  $H$  en mètres d'eau enregistre la différence  $\frac{p_1 - p_2}{\varpi}$  qui permet, comme nous allons le voir, et compte tenu d'un coefficient de tarage propre à chaque appareil, de mesurer le débit instantané.

Appelons  $p_1$ ,  $V_1$ ,  $S_1$  et  $p_2$ ,  $V_2$ ,  $S_2$ , les pressions, vitesses de l'eau et sections, tout d'abord à l'entrée du venturi, puis au col. L'équation de BERNOULLI permet d'écrire :

$$\frac{p_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\varpi} + \frac{V_2^2}{2g} + k \frac{V_2^2}{2g} \text{ (pertes de charge)}$$

Comme  $Q = S_1 V_1 = S_2 V_2$ , on peut écrire :

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} = \sqrt{C}$$

$$V_1 = V_2 \sqrt{C}$$

Donc :

$$\frac{p_1 - p_2}{\varpi} = \frac{V_2^2}{2g} (1 + k - C)$$

et

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\varpi(1 + k - C)}} = K \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\varpi}}$$

avec

$$K = \sqrt{\frac{2g}{1 + k - C}}$$

En conséquence :

$$Q = S_2 V_2 = K S_2 \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\varpi}}$$

Mais

$$\frac{p_1 - p_2}{\varpi} = H \text{ (mesuré au manomètre différentiel)}$$

Donc :

$$Q = A \sqrt{H}$$

$A$  étant un coefficient propre à l'appareil.

La mesure de la pression différentielle nécessite donc l'extraction d'une racine carrée. Il existe des types assez variés d'appareils dits débitmètres, qui donnent directement le débit en fonction de la pression différentielle fournie par un manomètre à mercure.

Ces appareils peuvent être répartis en deux grandes classes :

— ceux qui font intervenir un flotteur ordinaire agissant sur une came profilée extérieure, ou un flotteur, lui-même profilé, qui permet l'extraction directe de la racine carrée;

— ceux qui donnent le débit grâce à une pesée de la pression différentielle. Une balance romaine de précision équilibre, par un dispositif équipé d'un servo-moteur électrique se déplaçant sur le grand bras du fléau de la balance, le poids de mercure contenu dans un récipient accroché à l'extrémité du petit bras et en liaison, par l'intermédiaire d'un tuyau souple, avec la prise disposée sur le col du venturi. Un second récipient, mais fixe, celui-là, est relié au précédent et raccordé à la deuxième prise du venturi. La précision et la stabilité des mesures dans le temps sont très bonnes dans cette deuxième classe d'appareils. Leur prix est, toutefois, plus élevé que celui des appareils de la classe précédente.

NOTA. — Ces mesures de débit instantané peuvent être transmises électriquement à distance, à la station de pompage, par exemple, et totalisées par un intégrateur. L'appareil totalisateur est, ordinairement enregistreur



également. Il est ainsi possible de lire aussi bien le débit instantané que le débit qui passe dans un temps donné.

**2° Diaphragme** (fig. 283). — Au lieu de réaliser un rétrécissement gradué de la section d'écoulement, on constitue un étranglement de la veine liquide au moyen d'un diaphragme ne laissant passer l'eau qu'à travers une section de diamètre  $d$ , inférieure au diamètre  $D$  de la conduite.

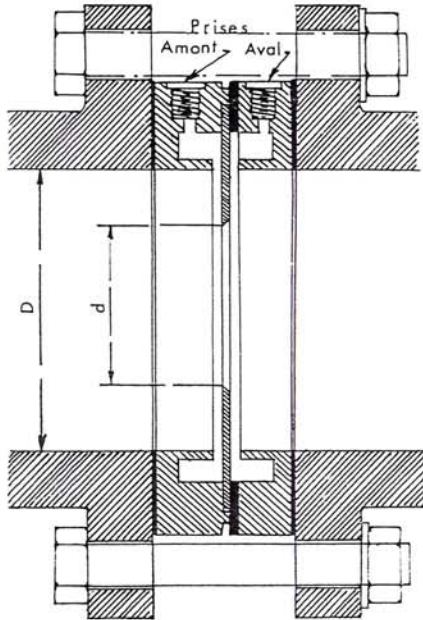


FIG. 283. — Diaphragme.

Comme dans le venturi, il se produit, du fait de l'écoulement, une différence de pression entre l'amont et l'aval de ce diaphragme qui se traduit par la lecture d'un débit, à condition d'avoir taré préalablement l'appareil. Les arêtes du diaphragme doivent être vives et les surfaces bien polies.

Les diaphragmes occupent moins de place que les venturis puisqu'ils s'intercalent facilement entre deux brides de tuyaux. Toutefois, ils créent dans l'installation une perte de charge singulière notable alors que celle engendrée par l'installation d'un venturi est très faible.

Ces appareils, venturis et diaphragmes, sont établis d'après les indications des normes X-10-102 et 10-104.

Toutefois, si l'on veut connaître rapidement les dimensions à donner à un venturi classique, il peut être fait application de la formule approchée ci-dessous qui donne le diamètre  $d$  en mètres de la section rétrécie en fonction du diamètre  $D$  de la conduite, de la vitesse  $V_1$  en m/s et de la pression différentielle  $h$  en mètres d'eau que l'on désire avoir pour le passage du débit maximal à enregistrer ( $h$  est compris entre 1,00 m et 2,50 m) :

$$d = \frac{D}{\sqrt[4]{1 + \frac{18,7h}{V_1^2}}}$$

Puisque les angles du convergent ( $21^\circ$ ) et du divergent ( $7^\circ$ ) sont connus, les dimensions générales d'encombrement peuvent être calculées facilement.

*Recommandations pour la pose des appareils déprimogènes.* — La norme X 10-101 indiquait, qu'en principe, les longueurs rectilignes précédant et succédant l'appareil devraient être, respectivement, d'au moins 20 fois et 10 fois le diamètre du tuyau. La norme X 10-102 donne des précisions supplémentaires à ce sujet selon la nature des singularités affectant l'écoulement.

L'étalonnage de ces appareils pourra s'effectuer par mesure des pressions différentielles pour le passage de différents débits contrôlés à l'aide de mesures de vitesse au moulinet ou par empotage dans un réservoir. On en déduira ainsi une valeur moyenne pour le coefficient  $A$ .

### 3° Mesure du débit par la mesure de la vitesse de l'eau :

*Au moyen d'un tube de PITOT.* — Cette mesure de la vitesse s'effectue à l'aide d'un tube symétrique de PITOT, lequel donne la valeur de la pression dynamique de l'eau en circulation dans la conduite.

Supposons un écoulement dans le sens de la flèche de la figure 284. Dans le tube amont, l'eau monte à la cote :

$$z + \frac{p}{\varpi} + \frac{V^2}{2g}$$

Dans le tube aval, l'eau ne monte qu'à la cote :

$$z + \frac{p}{\varpi} - \frac{V^2}{2g}$$

La différence  $\Delta h$  de niveau est donc de  $\frac{V^2}{g}$ , ou, plus exactement, de  $\frac{KV^2}{2g}$ ,  $K$  étant un coefficient voisin de 2. Ce coefficient est pratiquement déterminé par déplacement de l'appareil à une vitesse connue dans une eau tranquille.

Il est évident que ce tube de PITOT ne mesure la vitesse qu'en un point de la section d'écoulement et il importe de connaître la relation entre la vitesse en ce point et la vitesse moyenne de l'eau dans la conduite.

Or, les recherches expérimentales et théoriques ont permis de montrer que cette vitesse moyenne serait celle que l'on mesurerait à une distance

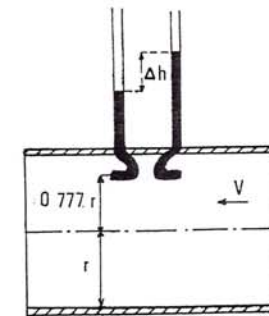


FIG. 284. — Tube de PITOT.



de l'axe de la conduite égale à  $0,777 r$ ,  $r$  étant le rayon de la conduite. Cette distance serait indépendante, notamment, de la rugosité des parois <sup>(1)</sup>.

Il suffit donc de disposer en cet emplacement les orifices symétriques d'un tube de PITOT et de calculer  $V$  d'après la valeur  $\frac{KV^2}{2g}$  lue sur l'appareil.

Le dispositif de mesure est constitué par une canne de 20 à 25 mm de diamètre qui renferme les deux branches du tube de PITOT. Les orifices symétriques sont placés à la hauteur convenable. Le tout est assujéti selon un diamètre de la conduite et terminé par un presse-étoupe à chaque extrémité de la traversée de la paroi.

Pour connaître le débit, il faut relever, au préalable, la section exacte de la conduite.

La précision est moins bonne qu'avec un appareil déprimogène et suppose une vitesse d'écoulement suffisante pour engendrer une valeur  $\Delta h$  mesurable.

Le tube de PITOT peut également être composé d'une prise, dite dynamique, formée par le tube retourné dans le sens du courant, et d'une prise, dite statique, qui indique la hauteur correspondant à une composante nulle de la vitesse. Cette dernière prise n'est autre qu'un simple tube non recourbé débouchant au même niveau que l'autre. La différence de pression entre ces deux tubes est donc :

$$\frac{K'V^2}{2g} \text{ avec } K' \text{ très voisin de } 1.$$

La précision de la mesure peut être améliorée pour les faibles vitesses d'écoulement en utilisant un PITOT-VENTURI qui, pour un même débit, donne une valeur de la pression différentielle bien supérieure à celle du tube de PITOT ordinaire. A cet effet, la prise statique est reliée au col d'un petit venturi fixé perpendiculairement à une canne portant la prise de pression dynamique. Comme le dispositif comporte un appareil déprimogène, son implantation suivra la règle donnée plus haut pour la pose de ces appareils. Il sera descendu à l'intérieur de la conduite de manière que l'axe du venturi se situe à  $0,777 r$  de l'axe de la conduite.

*Par utilisation d'un circuit électro-magnétique.* — Par sa minéralisation relative, l'eau possède une certaine conductibilité qui peut être utilisée pour la mesure du débit.

Disposons une conduite pleine d'eau entre les deux pôles d'un électro-aimant et cherchons à évaluer la force électromotrice induite par le passage

<sup>(1)</sup> Répartition des vitesses et vitesse moyenne dans une conduite cylindrique. V BROIDA (Chaleur et Industrie, avril 1951).

de l'eau grâce à un voltmètre relié à deux électrodes diamétralement opposées  $a$  et  $b$  (fig. 285 a). Celles-ci affleurent l'intérieur du tuyau et sont espacées de  $D$ ; un champ d'intensité  $\mathcal{H}$  traverse normalement ce plan diamétral.

Si l'on représente (fig. 285 b), en coupe passant par  $ab$ , la canalisation traversée par les lignes de force du champ, et si  $V$  est la vitesse d'écoulement de l'eau, une tranche d'eau dont le front est représenté par  $AB$  se trouve en  $A'B'$  au bout du temps  $dt$ , et si  $dx$  est la valeur de ce déplacement, on a :

$$dx = V dt$$

La variation  $d\Phi$  du nombre des lignes de force durant le déplacement vaudra :

$$\begin{aligned} d\Phi &= \mathcal{H} D dx \\ &= \mathcal{H} D V dt \end{aligned}$$

La f.é.m. induite sera :

$$\frac{d\Phi}{dt} = \mathcal{H} D V$$

La f.é.m. varie donc linéairement avec la vitesse de l'eau dans la conduite, c'est-à-dire, avec le débit.

Pratiquement, la partie détectrice de l'appareil est constituée par un tronçon non conducteur de canalisation, du diamètre de la conduite dont on veut mesurer le débit (manchette, en terme de fontainerie). Cette manchette est entourée d'un électro-aimant à courant alternatif et comporte les électrodes détectrices. Les indications sont ensuite amplifiées par un amplificateur électronique et traduites directement en valeurs du débit.

Ce mode de comptage convient pour des eaux de résistivité inférieure à 10 000 ohms-cm, c'est-à-dire, pratiquement, pour les eaux d'alimentation à condition que la vitesse dans l'appareil soit supérieure à 1 m/s.

Ces appareils, toutefois, sont peu utilisés en eaux propres, en raison de leur prix de revient élevé et de leur précision peu satisfaisante. Par contre, ils sont préférables aux appareils déprimogènes pour le comptage en eaux chargées (eaux usées) en raison de l'obstruction des prises de pression qui se produit très rapidement avec ces derniers appareils.

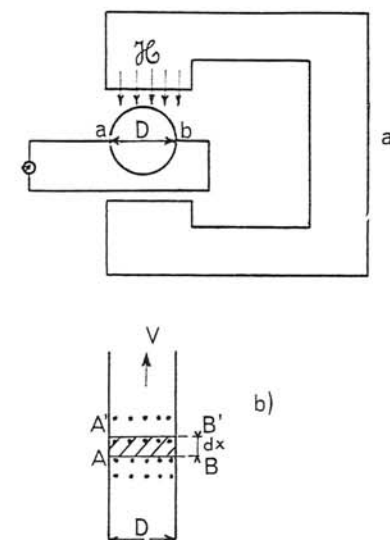


FIG. 285. — Comptage électromagnétique.



## b) Mesure du débit moyen. - Les compteurs d'eau.

On distingue :

- les compteurs de volume,
- les compteurs de vitesse,
- les compteurs à passage direct ou proportionnels.

**1° Compteurs de volume.** — Dans les compteurs de volume, l'eau emplit, tour à tour, une ou plusieurs capacités qui se vident une fois pleines. Comme le volume utile de ces capacités est connu, il suffit de compter, grâce à un système d'horlogerie, le nombre des vidanges effectuées pour déterminer le volume écoulé.

Dans le système dit à piston rotatif, un des plus utilisés, un cylindre excentré tourne tangentiellement sous la pression de l'eau à la surface intérieure d'un cylindre plus grand. A chaque tour, le même volume est enregistré. Les compteurs de volume offrent une grande précision, notamment en ce qui concerne les petits débits. Toutefois, ils peuvent se bloquer si les eaux sont entartrantes ou un peu chargées.

**2° Compteurs de vitesse.** — Dans les compteurs de vitesse, l'eau agit par sa vitesse qui fait tourner une petite turbine. Afin de diminuer l'usure du pivot supportant la turbine, l'eau est ordinairement admise à la partie inférieure et évacuée vers la partie supérieure du boîtier d'injection.

Ces compteurs sont plus simples que les précédents, mais leur précision est moins bonne. Ils acceptent les eaux chargées plus facilement que les précédents.

**3° Compteurs à passage direct.** — Ces appareils sont des compteurs proportionnels, c'est-à-dire qu'une partie seulement de l'eau est mesurée. La fraction d'eau non comptée traverse le compteur sans déviation.

Ils permettent la mesure de volumes d'eau importants avec des pertes de charge faibles.

La quantité d'eau mesurée correspond à 1/5 environ du débit. La mesure s'effectue par turbine : c'est donc un compteur de vitesse.

Certaines prescriptions doivent être observées en vue du montage correct de ce type de compteur. Il doit être placé sur une portion de conduite rectiligne et horizontale d'un diamètre intérieur égal au diamètre nominal du compteur. De plus, le compteur doit être soigneusement purgé d'air.

**4° Compteurs spéciaux.** — Signalons que les compteurs peuvent, parfois, être équipés d'une tête émettrice permettant la transmission à distance des indications du compteur; ils comportent un indicateur spécial émettant une impulsion électrique après passage d'un volume d'eau déterminé.

Dans le but de définir correctement un compteur, on distingue <sup>(1)</sup> :

— le débit caractéristique  $Q_{10}$  : c'est le débit en  $m^3/h$  qui traverse un compteur sous une perte de charge constante et arbitrairement fixée à 10 m de hauteur d'eau mesurée entre l'entrée et la sortie de l'appareil;

— le débit caractéristique nominal  $Q_c$  : c'est la valeur minimale au-dessous de laquelle le débit caractéristique d'un compteur ne saurait descendre;

— le débit de démarrage effectif : c'est le débit minimal exprimé en l/h à partir duquel un compteur doit fonctionner régulièrement;

— le calibre  $C$  : c'est le nombre de  $m^3$  écoulés dans l'heure au débit caractéristique nominal. Le calibre d'un compteur se choisit en fonction du service auquel il est normalement destiné et, en particulier, en considération :

- du débit maximal de pointe,
- d'un débit moyen journalier établi sur une année de consommation.

Le calibre doit être tel que les valeurs de ces débits soient inférieures aux limites fixées dans le tableau ci-dessous.

Calibre $C$ en $m^3$	Débit caractéristique nominal $Q_c$ en $m^3/h$	Débit maximal de pointe en $m^3/h$	Débit moyen maximal journalier en $m^3/j$	Diamètre nominal des orifices d'entrée et de sortie en mm	Pertes de charge approximatives (sans clapet) en m	Débit limite inférieur en l/h
2	2	1	1,2	12	2,40	4
3	3	1,4	2	15	1,90	4,5
5	5	2,3	5	20	2,00	5
7	7	3,5	8	25	2,30	6
10	10	5	14	30	2,20	8
20	20	9	35	40	1,90	14
30	30	15	70	50	2,10	20
40	40	20	100	60	2,20	25
60	60	36	200	80	3,30	35
100	100	57	450	100	3,20	50
200	200	126	1 000	150	2,20	90

Le compteur intercalé sur une conduite crée donc une perte de charge dont la valeur est donnée à titre indicatif en regard du calibre correspondant. Elle est comprise entre 2 et 3 m pour le passage du débit maximal

<sup>(1)</sup> Règlement du 12 août 1957 pour l'admission des compteurs de la Ville de Paris. Un règlement national, en accord avec les normes européennes est actuellement en cours de préparation.

de pointe. Pour connaître sa valeur exacte, il suffit de demander au constructeur la courbe des pertes de charge correspondant au compteur choisi.

Quand il s'agit de mesurer des débits importants, il peut être disposé plusieurs compteurs en parallèle, chaque compteur n'étant parcouru que par une fraction du débit.

On peut également utiliser les compteurs à hélice axiale (système WOLTMAN) qui tendent, de plus en plus, à supplanter les compteurs proportionnels. Ils peuvent fonctionner dans n'importe quelle position, présentent une grande capacité de débit et se fabriquent actuellement pour des diamètres d'orifices allant jusqu'à 0,800 m pour des pertes de charge du même ordre que celles indiquées au tableau précédent.

#### IV. — Précision des mesures données par les appareils

La précision des mesures est fonction du soin apporté dans l'étalonnage des appareils.

Par la suite, il faudra veiller au bon entretien du dispositif. Une cause fréquente d'erreur de mesure est due à l'entartrage des canalisations qui, dans les appareils déprimogènes, entraîne l'obstruction des orifices de prise de pression. En ce qui concerne plus particulièrement les compteurs, les erreurs proviennent surtout de l'usure des pièces tournantes.

Dans les meilleures conditions, on peut tabler sur des écarts de comptage de l'ordre de  $\pm 2\%$ .

NOTA. — Dans une note complémentaire à la fin de ce volume (page 432), le lecteur trouvera des indications concernant le rotamètre et les appareils de mesure du plan d'eau.

### CHAPITRE III

## PROTECTION DES CANALISATIONS CONTRE LA CORROSION

### 1. — La corrosion externe

#### a) Généralités.

Cette corrosion est caractérisée par une attaque du métal due à des phénomènes extérieurs en liaison, le plus souvent, soit avec la nature du sol, soit avec des installations électriques à courant continu situées au voisinage des réseaux d'alimentation en eau.

Si ces phénomènes sont importants, il peut se produire une destruction rapide des canalisations par perforations en forme de cratères très caractéristiques, ou attaque sous forme de couches de rouille croûteuse ou filandreuse, annonçant une diminution de l'épaisseur du métal.

Il y a donc lieu d'attacher une grande importance à ces problèmes, en ce qui concerne plus particulièrement les réseaux de conduites en acier, lesquelles, ordinairement, sont plus vulnérables que les conduites en fonte.

#### b) La corrosion par formation de pile.

L'attaque d'une conduite métallique posée dans le sol peut se comparer à ce qui se passe lorsque l'on plonge dans un bac d'électrolyte deux métaux différents.

Supposons un bac d'électrolyte dans lequel plongent deux électrodes, l'une en fer, l'autre en magnésium (fig. 286). Il s'établit un couple galvanique et l'on peut mesurer, entre les électrodes, une différence de potentiel :

- le fer devient cathode et se trouve protégé,
- le magnésium devient anode et se trouve attaqué.

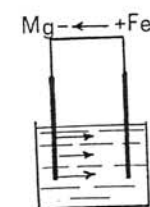


FIG. 286. — Le fer est protégé.

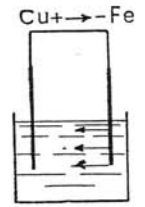


FIG. 287. — Le fer est corrodé.



Si, au lieu de fer et de magnésium, on avait pris du fer et du cuivre (fig. 287) :

- le fer serait devenu anode et aurait été attaqué,
- le cuivre serait devenu cathode et aurait été protégé.

C'est ainsi que les métaux peuvent se classer suivant leur potentiel normal par rapport à une électrode de référence qui est l'électrode à hydrogène. Les valeurs indiquées dans le tableau ci-après pour les principaux métaux correspondent à la force électromotrice d'une pile constituée par une électrode d'hydrogène et par une électrode du métal en question, le tout plongeant dans un électrolyte :

Or . . . . .	+ 1,079 volt	Fer . . . . .	— 0,34 volt
Argent . . . . .	+ 0,771	Zinc . . . . .	— 0,77
Cuivre . . . . .	+ 0,329	Aluminium . . . . .	— 1,28
Hydrogène . . . . .	0	Magnésium . . . . .	— 1,49
Étain . . . . .	— 0,192		

Ainsi, dans l'échelle ci-dessus, et pour deux métaux donnés, celui qui présente le plus haut potentiel par rapport à l'autre est la cathode et se trouve protégé (le fer, pour le premier exemple ci-dessus, le cuivre, pour le second). Le métal présentant le plus bas potentiel se dissout anodiquement.

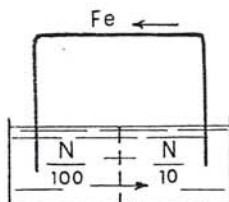


FIG. 288. — Pile de concentration.

Mais, une différence de potentiel se manifeste également lorsque les deux électrodes sont constituées par un même métal et que chacune d'elles plonge dans le même électrolyte, à condition que les concentrations soient différentes. On obtient alors une pile dite de concentration (fig. 288).

Or, le sol constitue, de par sa nature et en raison de l'humidité relative qui y règne, un électrolyte présentant une conductibilité plus ou moins grande. L'oxygène y joue également un rôle important. Ces différences de concentration en gaz dissous dans le sol, ajoutées à des différences de concentration de sels, peuvent aboutir, en définitive, par suite de l'hétérogénéité de l'électrolyte, à la formation de piles de concentration dont la conduite en fer représente le circuit extérieur. Il naît alors un courant galvanique avec toutes les conséquences pouvant en résulter pour les zones anodiques qui se trouveront attaquées. C'est l'attaque dite par formation de pile géologique.

C'est ainsi qu'il a été constaté que les terrains argileux, marécageux, humides et peu aérés sont anodiques et que les terrains calcaires, sableux,

secs et bien aérés sont cathodiques. L'analogie avec la pile de concentration est représentée schématiquement sur la figure 289.

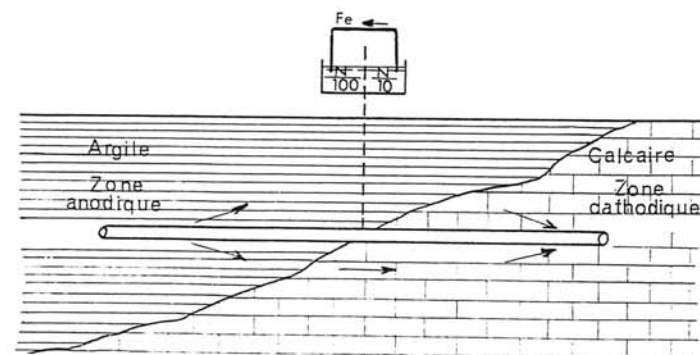


FIG. 289. — Corrosion par formation de pile.

#### La corrosion par suite de l'influence d'une source électrique extérieure.

Dans ce cas, la corrosion est due à une électrolyse à la suite de courants dits vagabonds comme il peut s'en trouver à proximité de voies électrifiées en courant continu : traction S.N.C.F., tramways, traction de mines, halage de péniches, etc...

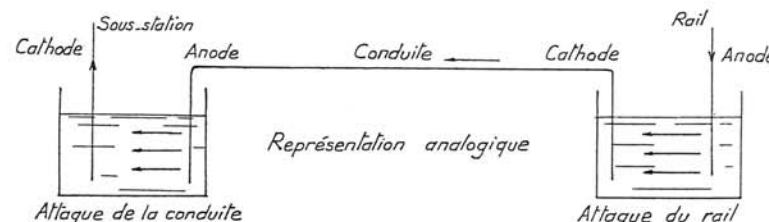
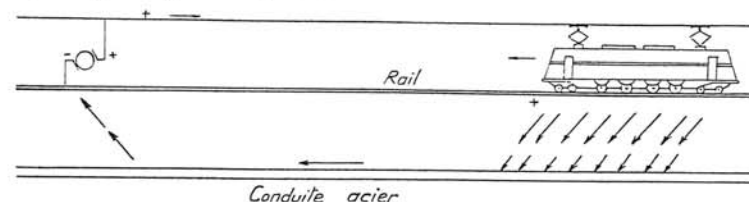


FIG. 290. — Corrosion par électrolyse.

En traction S.N.C.F., par exemple, où le retour du courant s'effectue par le rail, la caténaire, alimentée de place en place par des sous-stations, fournit le courant au pôle + des moteurs de la locomotrice.

Au droit de la sous-station, la voie est négative; elle est, par contre, positive au droit de la locomotrice en marche et, selon les résistances diverses rencontrées, le courant de retour qui sort de la motrice se partagera entre le rail et les canalisations pouvant se trouver à proximité. Il sortira finalement de celles-ci au droit de la sous-station et regagnera, à travers le sol (l'électrolyte), la barre négative de la sous-station.

Ainsi, par électrolyse, il y aura corrosion dans la zone où le courant quittera la conduite pour regagner la sous-station.

Ces phénomènes peuvent être schématisés comme il est représenté sur la figure 290.

## II. — Protection contre la corrosion

Une bonne protection d'un réseau en acier consistera, d'abord, à ne mettre en terre que des tuyaux convenablement revêtus d'une enveloppe isolante ayant fait ses preuves dans ce domaine et, par ailleurs, à assurer, au droit des joints, une parfaite continuité de cet enrobage.

La pose des conduites sera effectuée avec tout le soin désirable en vue d'éviter la détérioration de cette protection.

On évitera, autant que faire se peut, la formation de pile géologique qui pourrait se produire en disposant, par exemple, une conduite sur un fond de fouille argileux (zone humide) avec remblai en sable (zone sèche, aérée). Il en résulterait, en effet, une zone anodique au contact de l'argile, d'où une circulation de courant capable d'attaquer les tuyaux le long de la génératrice inférieure.

Enfin, il sera procédé ordinairement, en plus, à la protection cathodique, ainsi que nous allons le voir plus en détail, en vue d'avoir une sécurité quasi totale.

## III. — La protection cathodique

### a) Prospection préalable.

Dans le but de protéger contre la corrosion un réseau de canalisations en acier, il y a lieu d'effectuer, tout d'abord, une prospection préalable.

Le critère de la corrosion par effet de pile réside dans la mesure de la résistivité du sol dans lequel sera posée la canalisation. En principe, cette résistivité, basse dans les terrains humides, argileux, varie de 500  $\Omega$ -m dans le sable à 10 000  $\Omega$ -m dans la roche.

Or, l'expérience montre que, pratiquement, on doit protéger cathodiquement quand la résistivité moyenne descend au-dessous de 50  $\Omega$ -m.

Si la présence de courants vagabonds est redoutée, il faut se livrer, une fois la conduite posée, à des mesures de longue durée permettant de déceler les zones d'entrée et de sortie du courant.

### b) Principe de la protection cathodique.

Même si la prospection préalable montre que des effets de pile ne sont pas à redouter et qu'en tout état de cause le revêtement de la conduite permet d'y pallier dans une certaine mesure, il ne faut pas oublier qu'un revêtement peut vieillir, ou se détériorer accidentellement. C'est alors que la conduite peut se corroder par électrolyse si des sorties de courant sont ainsi rendues possibles.

Aussi, la protection cathodique d'un réseau en acier est-elle recommandée vivement dans tous les cas.

Cette appellation de protection cathodique provient du fait qu'en vue de protéger une conduite, il suffit de la transformer en zone d'entrée de courant puisque la corrosion n'existe qu'aux emplacements où le courant quitte la conduite.

Or, on montre, par l'expérience, que le fer est rendu cathodique quand le potentiel minimal, par rapport à une électrode de référence au sulfate de cuivre, a pour valeur  $-0,850$  volt.

En conséquence, la protection cathodique consistera :

- soit à constituer, avec un métal plus électro-négatif que le fer, une pile où le fer jouera le rôle de cathode;
- soit à relier la conduite, d'une part, à une source d'énergie électrique extérieure et, d'autre part, à une anode enfouie dans le sol et destinée à se corroder.

Dans l'un comme dans l'autre cas, il sera vérifié que le potentiel de la conduite atteint partout la valeur minimale indiquée ci-dessus. Examinons successivement ces deux cas.

### c) Protection cathodique par anode réactive (fig. 291).

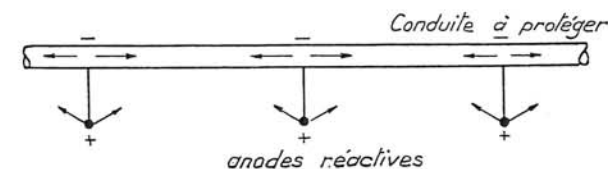


FIG. 291. — Protection par anode réactive.

C'est le premier des cas envisagés ci-dessus et il suffit de relier, de place en place, la conduite à une pièce de métal plus électro-négatif que



le fer : zinc ou magnésium, de façon à former des piles où la conduite d'acier jouera le rôle de cathode.

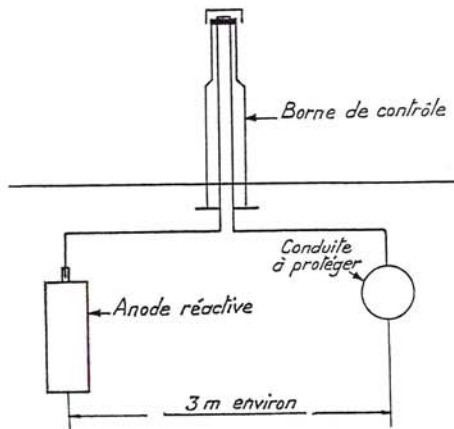


FIG. 292. — Borne de contrôle.

Sur la base habituellement admise pour l'anode de 1 g par ampère-heure et pour un débit du système conduite-anode de 250 milli-ampères, une anode de 20 kg durera  $\frac{20\,000}{0,25} = 80\,000$  heures, soit une dizaine d'années environ.

L'espacement des anodes est fonction de la surface  $S$  m<sup>2</sup> de la canalisation à protéger, de la densité  $i$  mA/m<sup>2</sup> de courant de protection nécessaire et du débit  $I$  mA probable de l'anode. Le nombre  $n$  d'anodes à prévoir est alors :

$$n = \frac{Si}{I}$$

$i$  est de l'ordre de 1 à 5 mA/m<sup>2</sup> pour les réseaux neufs ou en bon état avec vannes et accessoires mal isolés du sol. Pour ces mêmes réseaux, on peut tabler en première approximation sur une valeur de  $I$  égale à 250 mA.

Ce dispositif convient pour la protection de tronçons de petit diamètre et de faible longueur. Il ne convient plus dès que l'on se trouve en présence de courants vagabonds.

#### d) Protection cathodique par soutirage de courant.

C'est le deuxième des cas envisagés précédemment et qui consiste, à partir d'une source électrique de courant continu (courant alternatif redressé), à relier la conduite à la borne négative de cette source, la borne

positive étant raccordée à une prise de terre constituée ordinairement par de vieux rails enterrés dans un milieu humide à une distance assez grande de la conduite, une centaine de mètres, par exemple (fig. 293).

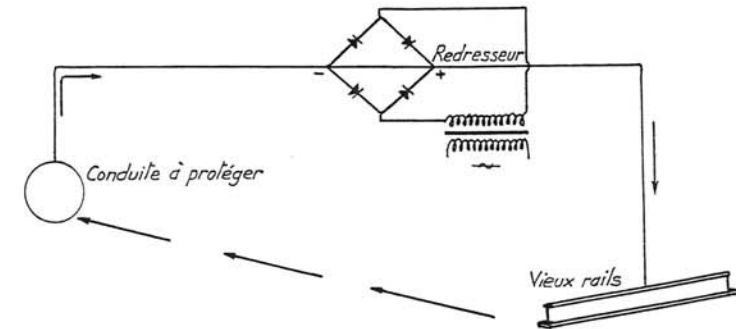


FIG. 293. — Schéma de protection par soutirage de courant.

Le courant, en quittant la prise de terre, regagnera le pôle négatif de la source électrique en passant par la conduite et entraînera la dissolution anodique des vieux rails.

Ce dispositif permet de protéger efficacement des réseaux de toute nature en présence de courants vagabonds. Il conduit, toutefois, à une dissolution non négligeable. En effet, 1 ampère/an détruit environ 9 kg de fer. On peut alors remplacer les vieux rails enterrés par des anodes en graphite, en ferro-silicium ou en titane platiné. La consommation par ampère/an est de 0,2 kg pour le graphite, 0,1 à 0,15 kg pour le ferro-silicium et pratiquement indécélable pour le titane platiné.

#### e) Domaine d'application de la protection cathodique.

Elle vise principalement les canalisations en acier, plutôt que les conduites en fonte.

Ces dernières sont moins sujettes à la corrosion en raison, tout d'abord, de la pellicule extérieure de recuit qui se forme lors de l'élaboration du tuyau en usine et qui constitue une protection naturelle. Par ailleurs, leur épaisseur, plus forte que celle des tuyaux en acier, leur confère une durée plus longue. Enfin, il faut remarquer qu'en raison de la présence des joints (en caoutchouc, principalement), une protection cathodique serait difficile à réaliser puisqu'il serait nécessaire de shunter chaque joint pour assurer la conductibilité de l'ensemble de la conduite.

La canalisation acier, avec ses joints soudés, se prêtera facilement à la protection cathodique. Certaines pièces, robinets, clapets, ou certains

joints à brides, devront être shuntés à l'aide d'un rond de 10 mm soudé de part et d'autre.

La corrosion ainsi que sa protection sous toutes ses formes sont étudiées par des spécialistes. Les grandes Administrations (S.N.C.F., P.T.T., G.D.F.) possèdent des services spécialisés et se chargent des études dans toute la France.

#### IV. — Corrosion interne des canalisations

A côté du problème envisagé aux paragraphes précédents et ayant trait à la corrosion extérieure des canalisations, il faut ajouter celui se rapportant à la corrosion intérieure. Nous l'avons déjà évoqué à propos de l'agressivité de certaines eaux. Or, si cette agressivité, qui est la conséquence de phénomènes chimiques purs, est, certes, à redouter, elle n'entraîne généralement pas de perforations du métal.

Il n'en est pas de même pour la corrosion résultant d'actions électro-chimiques.

C'est ainsi qu'il arrive que des eaux fortement minéralisées provoquent, dans les canalisations, des dépôts se fixant sur les parois, surtout si la vitesse de l'eau est faible. Ces dépôts constituent alors autant de petites piles dans un milieu bon conducteur et il en résulte des attaques locales du métal et, notamment, des perforations.

La présence de fer dans l'eau, même à des doses inférieures à 0,10 mg/l, peut, également, être la cause de perforations. En flocculant sous forme d'oxyde, il constitue des dépôts, donc des piles très actives, et il apparaît, sous chaque concrétion, une diminution rapide d'épaisseur du métal de la conduite.

En conséquence, il faut prendre garde aux eaux présentant à la fois une faible résistivité (inférieure à 2 000  $\Omega$ -cm) et une teneur en fer, même faible. Ces eaux sont capables de détériorer rapidement un réseau, alors que des eaux de pH acide, mais faiblement minéralisées, tout en attaquant le tube chimiquement, seront parfaitement tolérées.

Rappelons également qu'il y a lieu d'éviter toutes les entrées d'air ou dégagements gazeux (aspiration défectueuse des pompes), tous les tourbillons, etc...

En vue de remédier aux inconvénients signalés ci-dessus, il est indispensable, tout d'abord, d'exiger un revêtement intérieur très soigné des canalisations. Par ailleurs, le projeteur devra étudier soigneusement son réseau de façon à éviter les faibles vitesses; s'il n'y pouvait parvenir, des

dispositions devraient être prises pour que des chasses puissent être pratiquées de temps à autre. L'évacuation de l'air aux points hauts et le maillage des conduites devront être assurés au maximum.

L'exécution des travaux devra être ensuite suivie attentivement, la pose de la canalisation, en particulier : joints correctement exécutés, pose bien nivelée, etc...

Enfin, l'exploitation joue un grand rôle dans le maintien en bon état d'un réseau et il importe qu'elle soit confiée à un personnel hautement compétent et qualifié.



## 4. LES INSTALLATIONS URBAINES PROPREMENT DITES

---

### CHAPITRE PREMIER

### LES RÉSERVOIRS

#### 1. — Utilité des réservoirs

Si l'on excepte le cas des adductions gravitaires, qui transitent quotidiennement un débit sensiblement constant, et où le réservoir est absolument indispensable pour pouvoir restituer l'eau au moment des heures de pointe, l'utilité des réservoirs, dans le cas d'adduction par refoulement, est contestée par certains techniciens. Ceux-ci estiment qu'en raison de la régularité de fourniture du courant électrique, de la qualité du matériel électromécanique, du maillage des réseaux de distribution, les réservoirs ne sont pas indispensables et que l'eau peut être injectée directement dans le réseau avec des débits variables selon les besoins. Il est à noter, à cet actif, que de nombreuses villes d'Europe et d'Amérique ne sont pas pourvues de réservoirs.

Les arguments ci-dessus sont, certes, valables, surtout si la ville possède des possibilités d'alimentation différentes ou si des servitudes particulières d'esthétique ou autres sont imposées, comme ce fut le cas pour le quartier du MIRAIL à Toulouse (voir note sur la vitesse variable page 430). Une injection dans le réseau peut également apporter un appoint de pression à des heures où le réservoir se révèle insuffisant. En dehors de ces cas particuliers, et étant donné les répercussions susceptibles d'être provoquées par un arrêt dans la distribution de l'eau, nous préconiserons par sécurité la construction d'un réservoir d'accumulation. A cet effet, exceptons la panne de courant électrique et examinons les cas dans lesquels une telle adduction peut être arrêtée :

— Accident sur la conduite générale de refoulement : un simple changement de tuyau (tuyau fêlé, ou éclaté, nécessitant, en tout état de cause, une dépose), y compris les opérations de nettoyage et de désinfection,

demande plusieurs heures de travail, voire une journée, s'il s'agit d'une conduite de gros diamètre.

— Accident sur un forage ou un puits, nécessitant une dépose de pompe et une repose de la pompe de secours. On sait que les pompes de secours ne sont pas installées à demeure sur ces ouvrages et le travail sera d'autant plus long que l'ouvrage de captage sera profond.

— Cas où une eau momentanément trouble ou suspecte (sources turbides à la suite d'un violent orage, eau de rivière ayant subi un traitement insuffisant par suite d'un trouble exceptionnel de l'eau brute) doit être mise en décharge.

— Grève, soit du service d'eau, soit de l'E.D.F.; les mouvements sociaux des dernières années montrent que cette éventualité n'est pas à écarter.

Si l'on pense, enfin, que l'un des incidents signalés ci-dessus peut survenir en même temps qu'il est indispensable de donner suite à une demande impérieuse, tel qu'un incendie exceptionnel à combattre, on voit les conséquences qu'une installation sans réservoir et sans autre possibilité d'alimentation serait de nature à entraîner.

Aussi, le réservoir est-il, à notre sens, à préconiser dans la majeure partie des cas et il offre, notamment, les avantages suivants :

— Régularité dans le fonctionnement du pompage. Les pompes refoulent à une hauteur constante donc à débit constant, et non sujets à variation, comme dans l'hypothèse d'un refoulement direct dans le réseau.

— Simplification de l'exploitation, conséquence de l'avantage précédent.

— Sollicitation régulière des points d'eau, qui ne sont pas l'objet des à-coups journaliers au moment de la pointe et qui se produiraient dans une installation sans réservoir, d'où dans le cas de captage d'eaux souterraines, préservation des ouvrages et, aussi, des nappes ou gisements aquifères, ce qui est d'un intérêt primordial, nous l'avons vu.

— Régularité de la pression dans le réseau de distribution.

En résumé, les réservoirs constituent un volant qui permet d'assurer, aux heures de pointe, les débits maximaux demandés. De plus, ils permettent de combattre efficacement les incendies.

## II. — Répartition des débits de distribution

Le réservoir servant de tampon entre l'adduction et la distribution, il importe de connaître la répartition dans le temps, des débits de distribution.

Dans ce qui suit, on appellera débit horaire moyen de distribution  $a$  exprimé en  $m^3$ , la valeur de la consommation journalière  $C$  répartie sur 24 h :

$$a = \frac{C}{24}$$

Or, des variations de la répartition se produisent selon l'époque ou l'heure de la journée et l'on distingue :

— *des variations annuelles*, fonction du développement de la population et de l'hygiène. Dans la période actuelle, ce facteur est très important et il importe de faire une étude démographique très attentive pour chaque cas particulier;

— *des variations mensuelles*, variables selon les villes (villes touristiques, grandes villes);

— *des variations journalières*, selon le jour de la semaine (jour de marché, par exemple);

— *des variations horaires*, qui représentent la variation la plus importante avec deux pointes au moment de la préparation des repas.

En raison de toutes ces variations, la première exceptée, il y a lieu d'appliquer au débit moyen un coefficient de majoration pour obtenir la valeur du débit de pointe du jour le plus chargé de l'année.

Sauf justifications spéciales, on prend ordinairement un coefficient de pointe de 3, recommandé par les circulaires <sup>(1)</sup> (notamment circulaire CG 1191 du 30 juillet 1948 du Ministère de la Construction).

D'après les statistiques, on a constaté que ce coefficient variait entre 1,15 et 4,30. Si la consommation industrielle ou agricole est importante par rapport à la consommation domestique, elle a pour effet d'abaisser le coefficient. Au contraire, une ville touristique, par exemple, à population saisonnière, et dépourvue d'industries, présentera un coefficient de pointe élevé.

Dans ce qui suit, on admettra que le débit maximal susceptible de sortir du réservoir au moment de la pointe sera de  $3a$ , suivant, en cela, les prescriptions de la circulaire visée ci-dessus.

## III. — Emplacement du réservoir

Considérons le débit qui arrive au réservoir et celui qui en sort.

Pratiquement, on peut dire que, pour une journée, c'est-à-dire sur 24 heures, ces débits sont du même ordre. On les supposera égaux par simplification.

<sup>(1)</sup> Dans les villes de quelques centaines de milliers d'habitants, le coefficient est compris entre 1,5 et 2. Dans les villes de quelques dizaines de milliers d'habitants, il semble que le coefficient 2 soit un maximum. Pour une population voisine de 1 000 habitants, le coefficient serait de 2,4 environ. Le coefficient 3 ne s'appliquerait qu'à des populations de l'ordre de 200 à 500 habitants (d'après A. BLEU — *Considérations sur l'étude des variations dans les consommations d'eau* Techniques et Sciences Municipales — juin 1965).



Or, en parlant de l'adduction gravitaire, nous avons vu que celle-ci se calculait avec un débit moyen d'apport égal au débit journalier nécessaire réparti sur 24 h donc avec le débit  $a$ .



FIG. 294. — Il arrive un débit  $a$  ; il sort  $3a$ .

En parlant de l'adduction par refoulement, nous avons vu qu'il était recommandable d'étaler également le débit d'apport sur 24 h. surtout lorsqu'il s'agit d'une adduction à partir d'un réseau de puits de captage.

En conséquence, il arrive au réservoir un débit horaire  $a$  et un débit horaire  $3a$  peut en sortir au moment de la pointe (fig. 294). Nous allons voir que, dans ces conditions, l'emplacement optimal du réservoir se situe au centre de gravité de l'agglomération à desservir <sup>(1)</sup>.

Supposons, en effet, un puits P situé à une distance  $L$  d'une agglomération à alimenter et examinons les cas extrêmes pouvant se présenter.

Le réservoir peut être envisagé, soit au centre de gravité de l'agglomération, soit au-dessus du puits.

Dans le premier cas, pour une pression au sol  $H$  nécessaire en A (fig. 295), la pompe fonctionnera avec une pression au sol de :  $H + jL$ , si

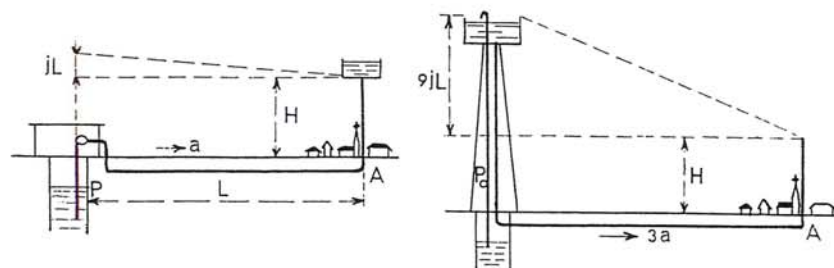


FIG. 295. — Emplacement optimal du réservoir.

$j$  est la perte de charge unitaire dans la conduite de refoulement PA de diamètre  $D$  et qui débite  $a$ . Le réservoir aura donc une hauteur  $H$ .

Dans le deuxième cas, PA n'est plus une conduite de refoulement, mais une conduite de distribution qui doit pouvoir débiter  $3a$  à la pointe. En conséquence, pour obtenir en A la même pression  $H$ , il faudra :

— soit, en conservant à la conduite le même diamètre  $D$  que dans le premier cas, construire au-dessus du puits un réservoir de hauteur

<sup>(1)</sup> Les conclusions seraient les mêmes si le coefficient de pointe était différent de 3.

$H + j'L$ . Mais les pertes de charge étant proportionnelles aux carrés des débits :

$$H + j'L = H + 9jL$$

Par rapport au premier cas, le réservoir sera donc plus haut de  $9jL$ .

— soit augmenter le diamètre  $D$  de la conduite pour diminuer la perte de charge et, par conséquent, la hauteur du réservoir.

De toute façon, en éloignant le réservoir de l'agglomération, nous sommes conduit à augmenter, soit son altitude, soit le diamètre de la conduite de liaison entre le réservoir et l'agglomération. La solution économique réside donc dans le choix de l'emplacement au centre de gravité de la ville.

Remarquons que, pour des considérations esthétiques, on sera amené, dans la plupart des cas, à établir le réservoir en limite d'agglomération.

#### IV. — Cas particuliers d'emplacements

Des conditions particulières peuvent toutefois modifier le point de vue établi ci-dessus. Nous les examinerons maintenant.

##### a) Intervention du relief.

La présence d'un relief à proximité d'une ville peut faciliter l'établissement d'un réservoir semi-enterré, qui sera toujours plus économique qu'un réservoir sur tour.

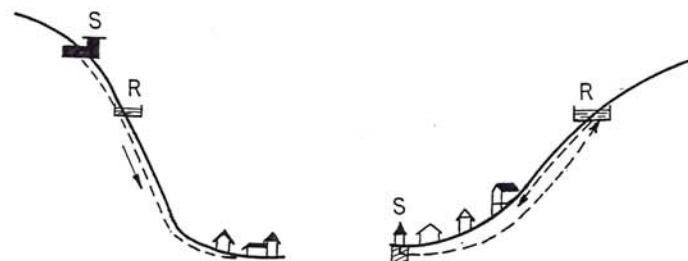


FIG. 296

FIG. 297

FIG. 296 et 297. — Intervention du relief dans l'emplacement du réservoir.

Ce sera le cas, par exemple, en adduction gravitaire, quand le niveau de la source par rapport à l'agglomération sera suffisamment élevé pour que l'on puisse établir à volonté le réservoir sur la pente du relief (fig. 296.)

Ce sera aussi le cas, en adduction par refoulement, quand l'agglomération se situera entre le point d'eau et le pied de la falaise (fig. 297). Il y aura intérêt à allonger le refoulement jusqu'en R pour revenir, ensuite, en distribution, vers la ville.

Enfin, la construction du réservoir sur un relief, parfois éloigné de la ville, pourra constituer la seule solution possible en raison de la nécessité d'obtenir, sur le réseau, des pressions au sol satisfaisantes.

Ces cas nécessitent toujours une étude attentive pour trouver la solution la plus économique.

Il faut noter, également, le cas particulier déjà signalé des adductions présentant une grande longueur et alliant, à la fois, l'adduction par refoulement et l'adduction gravitaire (fig. 298).

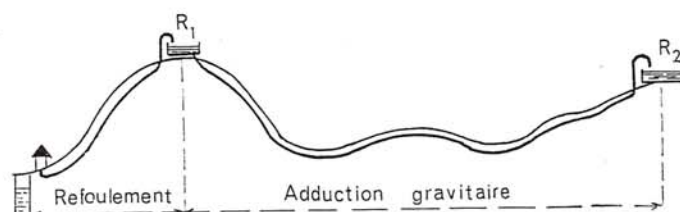


FIG. 298. — Adduction refoulement — gravitaire.

En ce qui concerne ces grandes adductions, le facteur économie est évidemment très important. Une implantation correcte du réservoir intermédiaire  $R_1$ , compte tenu, bien entendu, du relief du terrain, permettra d'obtenir les dépenses minimales d'investissement et d'exploitation.

A cet effet, on cherchera à établir un refoulement court sous une hauteur d'élévation telle que la cote d'implantation de  $R_1$  permettra d'écouler le débit vers  $R_2$  avec une conduite de diamètre minimal travaillant sous une pression relativement faible. Pour des cotes extrêmes identiques à l'usine de refoulement d'une part et en  $R_2$  d'autre part, plus la cote d'implantation du réservoir intermédiaire sera élevée, plus les dépenses d'exploitation de l'usine seront importantes, mais plus on diminuera le diamètre de la conduite d'adduction gravitaire puisque la perte de charge disponible se trouvera accrue. Il peut donc en résulter une économie pour l'adduction gravitaire, donc une diminution des dépenses d'investissement, à condition, bien entendu, que la vitesse d'écoulement reste acceptable et que les pressions au sol n'entraînent pas la construction de tuyaux spéciaux (voir renvoi <sup>(1)</sup>, page 75).

Le réservoir  $R_1$  n'est autre qu'un réservoir de passage. Sa capacité est basée sur la nécessité de maintenir toujours pleine la conduite  $R_1R_2$ , quoiqu'il arrive <sup>(1)</sup>.

Si, par exemple, la vanne située à l'arrivée de  $R_2$  est télécommandée de l'usine ou manœuvrée d'une manière quelconque sitôt l'arrêt des groupes, la capacité du réservoir peut être calculée d'après le temps de fermeture de cette vanne, lui-même déterminé en vue de limiter les effets du coup de bélier de fermeture.

Supposons, par exemple, une adduction de  $100\,000\text{ m}^3/\text{j}$  ou  $1,160\text{ m}^3/\text{s}$ , et admettons qu'en vue de limiter le coup de bélier sur l'adduction gravitaire, longue de plusieurs dizaines de kilomètres, le temps de fermeture du robinet en  $R_2$  soit de 2 h 30 mn (ou 9 000 secondes).

En fonctionnement normal, le niveau de l'eau dans  $R_1$  reste constant et aussi haut que possible.

Survient l'arrêt des groupes de refoulement.  $R_1$  va se vider, mais le robinet en  $R_2$  va entrer en fonctionnement. Au bout du temps  $t$  à partir de l'arrêt, le débit à la seconde qui s'écoulera du réservoir  $R_1$  sera de :

$$q = 1,160 - \frac{1,160\,t}{9\,000} \quad (\text{fermeture linéaire})$$

et le volume d'eau  $dv$  écoulé pendant un temps  $dt$  sera de :

$$dv = \left(1,160 - \frac{1,160\,t}{9\,000}\right) dt$$

En intégrant de 0 à 9 000 s, on trouve :

$$V = \frac{1,160 \times 9\,000}{2} = 5\,200\text{ m}^3$$

Par sécurité, la capacité de  $R_1$  sera d'au moins  $6\,000\text{ m}^3$  pour tenir compte du temps qui s'écoulera nécessairement entre l'arrêt des groupes et le commencement de la fermeture du robinet.

#### b) Distribution étagée.

Il arrive qu'une ville présente des différences de niveau importantes. Or, nous verrons, à propos de la distribution urbaine, qu'il convient d'éviter

<sup>(1)</sup> A moins que des cheminées d'équilibre ne soient envisagées sur le tracé de l'adduction gravitaire.



des pressions trop fortes sur le réseau et que des pressions de l'ordre de 40,00 m d'eau constituent une limite qu'il est bon de ne pas dépasser.

Par exemple (fig. 299), pour une ville étagée entre les cotes (30,00) et (70,00), un réservoir  $R_1$  pourra être prévu pour alimenter la zone comprise entre 30 et 50.  $R_1$  sera établi à la cote 70 et la pression au sol variera donc de  $70 - 30 = 40$  m d'eau à  $70 - 50 = 20$  m d'eau. En plus, un réservoir  $R_2$  à la cote 90 alimentera la zone comprise entre 50 et 70.

Ces réservoirs pourront être alimentés, soit par une station commune, soit par des sources différentes. Ils pourront également être reliés entre eux pour se porter secours éventuellement.

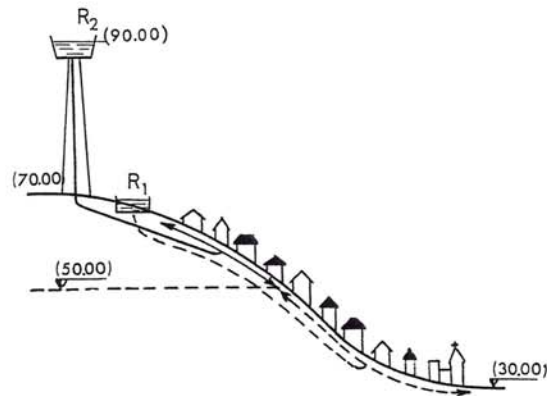


FIG. 299. — Distribution étagée.

### c) Réservoir d'équilibre supplémentaire.

Dans l'hypothèse où une agglomération s'étend dans une direction donnée, le réservoir unique peut devenir insuffisant et ne donner, en extrémité de réseau, que des pressions trop faibles aux heures de pointe. On a recours alors à un ou plusieurs réservoirs d'équilibre, en liaison avec le réservoir principal, et qui se remplissent au moment des faibles consommations, c'est-à-dire la nuit principalement, et, partiellement, pendant le jour.

Dans la journée, ces réservoirs supplémentaires donnent, dans leur zone d'action, des pressions supérieures à celles que donnerait le seul réservoir principal.

Le ou les réservoirs d'équilibre ont une capacité en rapport avec leur zone de desserte; ils sont situés plus bas que le réservoir principal de façon à permettre leur remplissage par simple gravité.

La conduite de liaison, de par son diamètre et sa pente hydraulique, conditionne le débit qui va alimenter II (fig. 300). Ce débit doit être suffisant pour que II soit plein au début de la matinée.

D'autre part, si  $Lp_2$  est la ligne piézométrique issue de I, et si  $Lp_3$  est la ligne piézométrique issue de II, il faut que ces deux lignes se coupent en un point D tel que  $BD = H$  soit au moins égal à la pression minimale à satisfaire en B.

Cette nouvelle condition est à ajouter à la première pour le calcul correct de la canalisation principale.

Le calcul des réservoirs d'équilibre est assez délicat et nécessite quelques tâtonnements. Un exemple sera donné page 380.

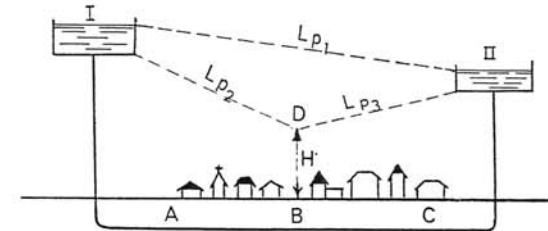


FIG. 300. — Réservoir d'équilibre.

## V. — Altitude des réservoirs

Il faut, évidemment, que l'emplacement choisi pour édifier le réservoir soit compatible avec l'un des rôles qu'il doit jouer, c'est-à-dire donner aux abonnés une pression suffisante au moment de la pointe.

En conséquence, l'altitude de la cuve et, plus précisément, celle de son radier (nous verrons, en distribution, que cette cote de radier est prise comme point de départ pour le calcul du réseau) doit se situer à un niveau supérieur à la plus haute cote piézométrique exigée sur le réseau.

Il faut donc évaluer, grosso modo, la perte de charge entre le réservoir et le point de plus haute cote piézométrique à desservir pour avoir, en première approximation, l'altitude du radier de la cuve.

La considération de cette cote de radier et la topographie des lieux détermineront le type de réservoir à adopter.

Il ne saurait être trop recommandé d'être prudent pour la détermination de cette cote de radier et de penser aux extensions futures de l'agglomération. Toute extension entraînant un allongement du réseau, donc une augmentation des pertes de charge, il ne faut pas craindre, pour réserver l'avenir, de placer le réservoir quelques mètres plus haut qu'il n'est nécessaire pour le cas présent des besoins à satisfaire.



## VI. — Capacité des réservoirs

Avant d'aborder cette question, il y a lieu d'examiner quels sont les besoins à satisfaire.

a) Besoins en eau.

*En distribution rurale*, ces besoins peuvent être évalués forfaitairement à raison de 125 l par jour et par habitant <sup>(1)</sup>. Pour une évaluation plus serrée, on peut adopter les valeurs suivantes :

— alimentation humaine et besoins domestiques . . . . .	60 l/j	
— alimentation du bétail : cheval, bovidés . . . . .	50 l/j	
porc . . . . .	20 l/j	
mouton . . . . .	5 l/j	
— besoins des végétaux : zone de cultures maraîchères : à étudier spécialement ; jardins : 6 l/j/m <sup>2</sup> + 50 % (région sèche) — 50 % (région humide)		
— besoins publics : école . . . . .	100 l/élève/j	
lavage des caniveaux . . . . .	25 l/m/j	
urinoirs . . . . .	20 l/place/h	
lavoir . . . . .	1 200 l/place/j	
bains-douches . . . . .	200 l/poste	
abattoirs . . . . .	500 l/tête	
nettoyage de marchés . . . . .	5 l/m <sup>2</sup>	
— exploitations agricoles : laiterie, beurrerie, fromagerie . . . . .	5 l/l	de lait
cidrerie . . . . .	4 l/l	de produit obtenu
vinification . . . . .	2 l/l	de produit obtenu
brasserie . . . . .	500 l/Hl	de bière fabriquée
sucrierie . . . . .	100 l/kg	de sucre fabriqué

Tenir compte, en outre, d'une marge de sécurité de 30 %.

Pour une agglomération urbaine <sup>(2)</sup>, on peut tabler, en première approximation, sur les bases ci-après :

— villes de 5 000 à 20 000 hab.	150 à 200 l/hab./j
— villes de 20 000 à 100 000 hab.	200 à 300 l/hab./j
— au-dessus de 100 000 hab.	300 à 400 l/hab./j

(1) Cette évaluation, qui résulte des instructions interministérielles de 1946 peut, en fait aujourd'hui, être augmentée par suite de l'évolution générale du milieu rural et des équipements agricoles.

(\*) D'après l'I. N. S. E. E., on appelle agglomération urbaine toute agglomération dont la population dépasse 2 000 habitants. Est considérée comme urbaine toute commune qui a, sur son territoire, la totalité d'une agglomération urbaine ou dont plus de la moitié des habitants font partie d'une agglomération urbaine.

Le décret n° 66-173 du 25 mars 1966 (J.O. du 27/3/66) donne la liste des communes urbaines relevant de la compétence du Ministère de l'Intérieur en matière d'alimentation en eau et assainissement et dont les travaux peuvent être subventionnés par ledit Ministère. Les autres communes sont considérées comme rurales et les travaux d'alimentation en eau peuvent être subventionnés par le Ministère de l'Agriculture. Un décret du 10 juillet 1968 (J.O. du 16/7/68) a modifié cette liste. Voir aussi les décrets du 14/6/69 (J.O. du 19/6/69) et 6/9/72 (J.O. du 16/9/72).

En résumé, pour un avant-projet, on s'en tiendra aux valeurs de base données forfaitairement ci-dessus. Pour un projet définitif, une étude détaillée des besoins sera effectuée en envisageant, par exemple, des augmentations de consommation dans le temps dues aux progrès de l'hygiène (50 à 80 % en 25 ans), des extensions possibles de l'agglomération, des pertes dans le réseau de distribution (réseau bien entretenu : 20 %; moyennement entretenu : 25 à 35 %; mal entretenu : 50 % et plus).

Signalons, par ailleurs, que les besoins de certains établissements publics spéciaux sont régis par des textes :

- Sanatorium, préventorium, aérium : 250 l/lit/j (arrêté du 25 mai 1948).
- Hôpitaux : 500 l/lit/j (normes hospitalières Santé Publique 1954).
- Colonies de vacances : 100 l/hab./j (arrêté du 2 mai 1949).

Enfin, tout réservoir devra comporter une réserve d'incendie.

L'importance de cette réserve, qui doit être disponible à tout moment, est à fixer en accord avec l'Inspecteur départemental des services d'incendie. Une circulaire interministérielle du 10 décembre 1951 précise les points suivants :

- L'engin de base de lutte contre le feu est la motopompe de 60 m<sup>3</sup>/h. (Dans certaines grandes villes, les sapeurs-pompiers disposent d'engins de grande puissance, dont le débit horaire est de 120 m<sup>3</sup> et, parfois, plus.)
- La durée approximative d'extinction d'un sinistre moyen peut être évaluée à 2 h.

En conséquence, la réserve minimale à prévoir est de 120 m<sup>3</sup>. Cette capacité pourrait être augmentée si les agglomérations devaient présenter des risques importants où l'intervention de plusieurs moto-pompes de 60 m<sup>3</sup>/h serait nécessaire. C'est pour cette raison que, de toute façon, il y a lieu, au préalable, d'entrer en rapport avec le service d'incendie.

Ces dispositions valent surtout pour l'équipement des installations d'une *agglomération moyenne*, où le volume exigé pour l'incendie représente une fraction importante du volume du réservoir.

*Dans les grandes villes*, le niveau de l'eau dans les réservoirs est constamment surveillé; l'importance du cube emmagasiné pour satisfaire les besoins normaux suffit ordinairement à combattre éventuellement un incendie.

## b) Répartition journalière maximale des débits de consommation.

En fonction des données ci-dessus, la somme des besoins journaliers qu'il y a lieu de satisfaire peut être établie.



Supposons une adduction à débit uniformément réparti sur 24 heures et soit  $a$  la valeur du débit moyen de distribution  $\frac{C}{24}$ .

Envisageons les débits sortants. Nous savons qu'ils sont variables selon l'heure de la journée, le jour de la semaine, la saison, etc...

Compte tenu de ces maximums, certains auteurs ont recherché la répartition, dans le courant d'une journée, des maximums maximorums.

Les résultats varient selon les agglomérations; on peut donner, à titre indicatif, les chiffres suivants, en fonction du débit moyen  $a$  <sup>(1)</sup> et valables pour une ville peu importante :

— de 6 h à 7 h . . . . .	$a$
— de 7 h à 11 h . . . . .	$3,5 a$
— de 11 h à 16 h . . . . .	$0,4 a$
— de 16 h à 18 h . . . . .	$2 a$
— de 18 h à 22 h . . . . .	$0,5 a$
— de 22 h à 6 h . . . . .	$0,125 a$

Pour une ville plus importante, l'amplitude des variations serait plus atténuée, la pointe ne dépassant guère 2 à 2,5  $a$  et le minimum étant, par contre, relevé.

### c) Capacité théorique d'un réservoir.

A l'aide des renseignements ci-dessus, les diagrammes représentés sur la figure 301 peuvent être établis.

Comme le réservoir doit pouvoir emmagasiner, d'une part, ce qui arrive en trop et, d'autre part, le cube destiné à être distribué, nous constatons que le volume théorique du réservoir, avec l'hypothèse admise pour la répartition de la consommation, et dans le cas d'une adduction continue, est de  $10 a$ .

Dans le cas d'une marche de nuit de l'adduction pendant 10 h, de 20 h à 6 h, la figure 302 montre que, dans cette hypothèse d'exploitation, le volume théorique devient  $21 a$ .

En conséquence, selon que l'adduction s'effectuera d'une manière continue ou seulement 10 h sur 24 h, le volume théorique du réservoir passera du simple au double. Ce serait là un argument de plus pour l'adduction continue.

Ramenée à la consommation totale  $24 a$ , la capacité théorique, en adduction continue, est égale à :

$$\frac{10 a}{24 a} = 42 \% \text{ de la consommation, soit environ } 50 \%;$$

<sup>(1)</sup> La Technique de l'eau n° 53 du 15 mai 1951. Quelques réflexions sur les Châteaux d'eau par M. BOONE.

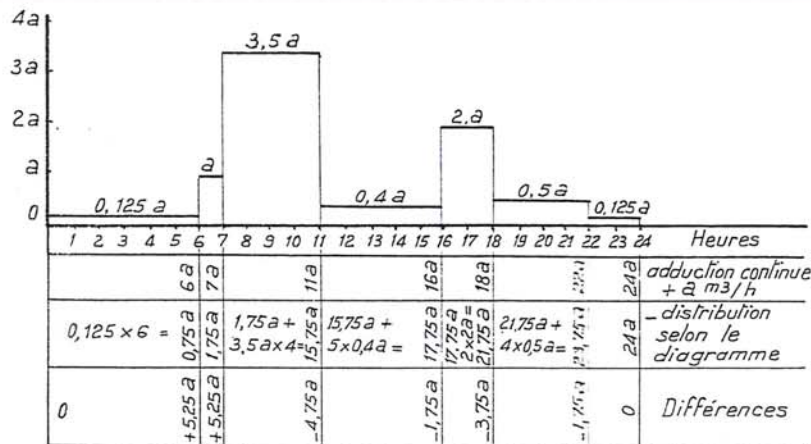


FIG. 301. — Capacité théorique en adduction continue.

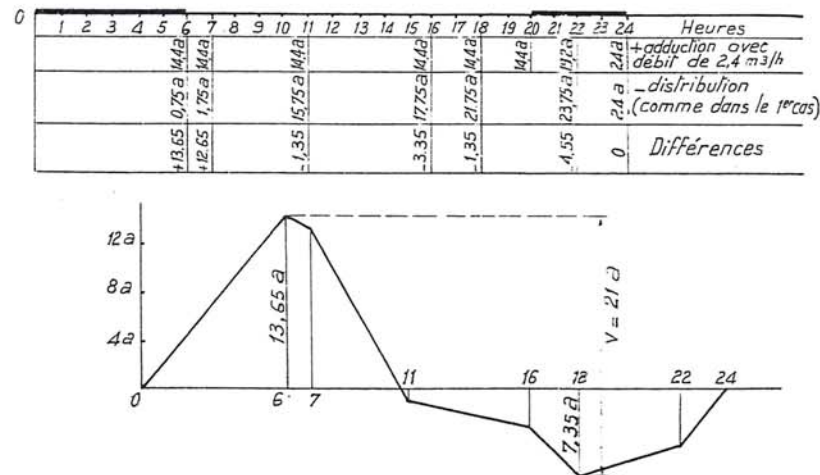


FIG. 302. — Capacité théorique en adduction 10 h/24.

En adduction de nuit, cette capacité devient :

$\frac{21}{24} a = 90 \%$  de la consommation, soit, en gros, la consommation journalière.

La circulaire du 12 décembre 1946 du Ministère de l'Agriculture prescrit *qu'en alimentation rurale* il y a lieu de prendre, pour capacité du réservoir, la consommation de la journée. Il est assez fréquent, en effet, qu'en alimentation rurale, l'adduction s'effectue de nuit afin de bénéficier du tarif réduit. Toutefois, dans un but de sécurité, une circulaire du 25 juillet 1955 de la Direction Générale du Génie Rural et de l'Hydraulique Agricole, prescrit de multiplier la capacité ainsi calculée par les valeurs ci-après :

- petites localités possédant un groupe de secours . . . . . 1,5
- petites localités ne possédant pas un groupe de secours . . . . . 2 à 2,5
- bourgs importants, y compris la réserve d'incendie . . . . . 1,5
- réseaux exigeant un haut degré de sécurité . . . . . 1,5

*En alimentation urbaine*, la capacité du réservoir doit être prise au minimum égale à 50 % de la plus forte consommation journalière. (Directives en date du 30 juillet 1948 du Ministère de la Reconstruction et de l'Urbanisme.)

C'est la confirmation des calculs théoriques ci-dessus.

Naturellement, aux cubes ainsi obtenus, il faudrait ajouter, éventuellement, la réserve d'incendie qui, rappelons-le, doit être au moins de 120 m<sup>3</sup>.

Enfin, il serait facile de calculer la capacité théorique d'un réservoir alimenté à partir d'une station de pompe fonctionnant dans des conditions bien définies.

#### d) Capacité pratique des réservoirs.

Le calcul théorique ci-dessus repose sur une répartition des débits de distribution qui peut différer d'une agglomération à une autre. Comme il est très difficile, à moins d'être en mesure d'avoir à sa disposition une statistique bien complète, de connaître avec précision les modalités de la distribution, il est recommandé, autant que faire se peut, en alimentation urbaine, de se rapprocher d'une capacité correspondant à une journée de consommation, augmentée éventuellement de la réserve d'incendie.

Cette capacité sera, d'ailleurs, arrondie pour arriver à des chiffres comme 200, 300, 500, 750, 1 000 m<sup>3</sup>, etc...

La hauteur de l'eau dans la cuve doit être comprise entre 3 et 6 m; 4 à 5 m est une bonne moyenne. Les hauteurs exagérées qui donneraient,

dans le réseau, des variations de pression trop grandes, sont à éviter. Toutefois, les réservoirs de grande capacité *des agglomérations importantes* peuvent présenter des hauteurs d'eau de l'ordre de 7 à 8 m, voire 10 m.

### VII. — Classification des réservoirs

D'après la nature des matériaux, on distingue :

- les réservoirs métalliques,
- les réservoirs en maçonnerie,
- les réservoirs en béton armé, ordinaire ou précontraint.

D'après la situation des lieux, ils peuvent être :

- enterrés,
- semi-enterrés,
- surélevés, sur tour.

Enfin, d'après des considérations esthétiques, ils peuvent :

- soit affirmer les fonctions de l'ouvrage,
- soit s'intégrer au paysage.

### VIII. — Principes de construction

Les réservoirs doivent être construits en matériaux durables. Ils doivent être couverts, à l'abri des contaminations, des eaux souterraines d'infiltration, des pluies et des poussières. Ils doivent être aérés tout en restant à l'abri du froid et de la chaleur et, de plus, visitables. Il sera bon de prévoir un compartimentage pour faciliter les nettoyages. Dans les réservoirs enterrés, ce compartimentage conduit à prévoir deux cuves identiques dont l'ensemble fait la capacité totale. Dans les réservoirs surélevés, on aménage deux cuves concentriques, ainsi qu'on le verra plus loin. Ils doivent, en outre, comporter une chambre de manœuvre où sont rassemblés les organes de réglage nécessaires.

Par ailleurs, une circulaire du 20 juin 1952 du Ministère de l'Intérieur prescrit l'utilisation des ouvrages surélevés pour les opérations topographiques d'intérêt général. Il est recommandé à cet effet aux techniciens de se mettre en rapport avec l'Institut Géographique National <sup>(1)</sup>.

Les réservoirs de plusieurs milliers de mètres cubes destinés à l'*alimentation des grandes villes* sont du type enterré ou semi-enterré, tout au plus

<sup>(1)</sup> Une note technique du 4 juillet 1956, émanant de l'I.G.N. peut être demandée à cet organisme, 2, avenue Pasteur à St Mandé — 94 — et donne toutes précisions utiles pour les aménagements à prévoir.



avec radier au niveau du sol. Leur section est, soit circulaire, soit rectangulaire. On les construit en béton armé ordinaire ou précontraint.

Le sol de fondation doit faire l'objet d'examen approfondis, tant du point de vue de la capacité portante que du drainage des eaux qu'il est normal de rencontrer dans les fouilles.

A cet effet, il sera prudent d'établir, sous les radiers, un drainage permanent vers des puisards extérieurs où les venues d'eau provenant, soit du terrain, soit d'une mauvaise étanchéité des maçonneries, pourront être surveillées. On peut également prévoir que toutes les faces du réservoir seront visitables, en réservant des galeries de visite de pourtour, ainsi que sous le radier (réservoir des Lilas à Paris et quatrième compartiment du réservoir dit de Saint-Cloud alimentant Paris).

Si la couverture doit être supportée par des poteaux, ceux-ci pourront prendre appui directement sur le radier ou, dans certains cas, sur des fondations établies sous celui-ci : le radier pourra ainsi jouer, à la suite d'une mise en eau ou d'une vidange, indépendamment de la couverture. Une étanchéité devra alors être réalisée au droit de la pénétration du poteau dans le radier (fig. 303).

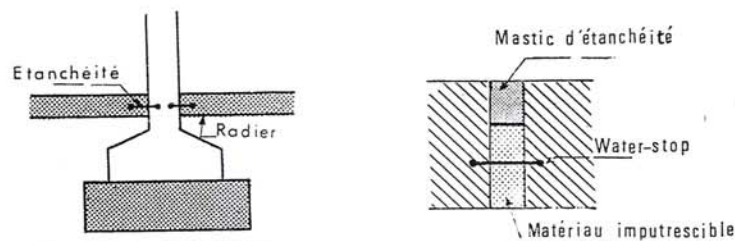


FIG. 303. — Passage d'un poteau au travers du radier.

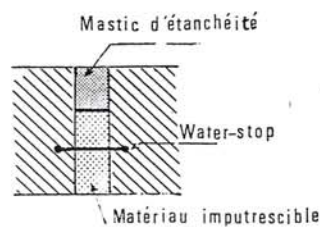


FIG. 304. — Joint de retrait.

Le radier, lui-même, sera constitué par des dalles en béton armé coulées de façon telle que les côtés n'excèdent guère une dizaine de mètres. Une étanchéité sera appliquée dans les joints des dalles ainsi constituées. De cette manière, on évitera les fissures dues au retrait du béton et les petits tassements pourront être permis sans dommage pour l'étanchéité.

L'étanchéité pourra être réalisée par l'utilisation de produits plastiques ne donnant pas de goût à l'eau et de bandes de caoutchouc incorporées au béton. Il n'est pas nécessaire que le mastic d'étanchéité règne sur toute l'épaisseur de la dalle. Le fond du joint est constitué à l'aide d'un matériau imputrescible et élastique, le mastic n'étant appliqué que sur 0,03 à 0,04 m de profondeur à partir de la surface (fig. 304).

Cette étanchéité sera particulièrement soignée à la jonction avec les murs de pourtour et au droit des joints de dilatation, qu'en tout état de cause on devra ménager, à moins d'utiliser le béton précontraint.

## IX. — Fontainerie d'équipement des réservoirs

### a) Adduction.

La conduite d'adduction, à son débouché dans le réservoir, doit pouvoir s'obturer quand l'eau atteint, dans la cuve, son niveau maximal : obturation par robinet-flotteur si l'adduction est gravitaire ou dispositif permettant l'arrêt du moteur si l'adduction s'effectue par refoulement (voir page 189 et suivantes).

Dans les installations importantes, les robinets-flotteurs normalisés présentant des diamètres insuffisants <sup>(1)</sup>, il est prévu des vannes motorisées électriques en liaison avec le niveau de l'eau dans la cuve.

L'adduction s'effectue par surverse, soit en chute libre (fig. 305 a), soit en prolongeant la conduite de façon que son extrémité soit toujours noyée (fig. 306).

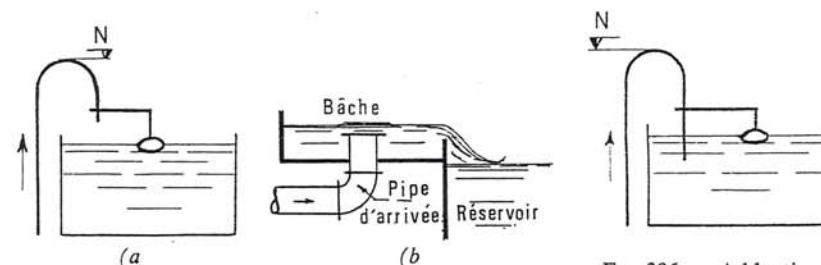


FIG. 305. — Adduction avec chute libre et arrivée en pipe.

FIG. 306. — Adduction noyée.

L'arrivée par surverse permet d'avoir, pour l'arrivée de l'eau, une altitude constante définie par le niveau supérieur N de la crosse d'arrivée.

En adduction par refoulement, les pompes travaillent ainsi sous hauteur constante et le débit est également constant, puisque Q et H sont liés. Cette disposition est d'autant plus sensible que la hauteur d'élévation est faible (réseau d'exhaure dans une installation de refoulement en deux

<sup>(1)</sup> Les robinets-flotteurs ne sont fabriqués que jusqu'au diamètre de 0,300 m.



temps). En adduction gravitaire, le débit peut aussi rester constant si la cote de départ reste fixe.

L'arrivée en chute libre, par l'aération qu'elle produit, peut, pour certaines eaux, détruire l'équilibre carbonique qui s'était établi au sein du liquide et précipiter le calcium, d'où entartrage. Dans ce cas, l'arrivée noyée trouve sa justification. Elle présente toutefois un inconvénient : en cas d'accident sur la conduite de refoulement, le réservoir se vide par siphonnage. Il peut y être remédié en disposant un clapet sur l'arrivée au réservoir.

L'arrivée par surverse peut, également, s'effectuer par un simple tuyau vertical, supprimant ainsi le coude du sommet. C'est la disposition que l'on adopterait dans le cas d'un *réservoir important* formé de plusieurs compartiments juxtaposés; on a ainsi une arrivée dite en pipe. L'eau pénètre alors dans une bache d'arrivée centrale de distribution peu profonde et la répartition entre les compartiments a lieu soit par déversoir pour les compartiments contigus à la bache, soit par conduite pour les plus éloignés (fig. 305 b)

#### b) Distribution.

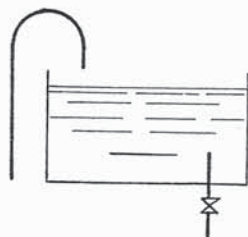


FIG. 307. — Adduction et distribution.

Le départ de la conduite de distribution s'effectue à 0,15 ou 0,20 m au-dessus du radier en vue d'éviter d'introduire dans la distribution des boues ou des sables qui, éventuellement, pourraient se décanter dans la cuve.

Pour faciliter le brassage de l'eau, le départ est prévu à l'opposé de l'adduction (fig. 307).

Un robinet-vanne doit être ménagé sur le départ de la conduite.

#### c) Trop-plein.

Comme son nom l'indique, cette conduite doit être arasée au niveau maximal susceptible d'être atteint par l'eau dans le réservoir. Elle comporte, au départ, un évasement. Pour remplir son rôle, cette conduite ne doit pas comporter de robinet (fig. 308).

Son diamètre D résultera de l'égalité :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} V$$

où Q est le débit arrivant au réservoir, débit que le trop-plein doit, en effet, pouvoir évacuer.

Quant à la vitesse V, elle résultera de l'égalité :

$$V = \sqrt{2gH}$$

où H sera, au plus, égal à la hauteur du plan d'eau au-dessus de la base de la conduite, au pied du réservoir; mais, en fait, H pourra être choisi en vue d'avoir une vitesse maximale de l'ordre de 3 à 4 m/s, par exemple; dans ce cas, la conduite ne sera pleine que sur cette hauteur H.

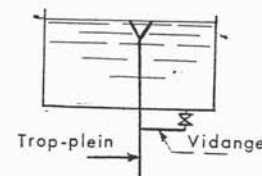


FIG. 308. — Trop-plein et vidange.

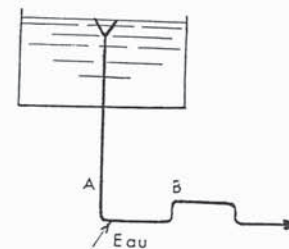


FIG. 309. — Siphon trop plein

La canalisation de trop-plein débouchera à un exutoire voisin. Mais on peut craindre, par cet exutoire, une pollution ou une introduction d'animaux ou de moustiques qui pourraient ainsi pénétrer dans le réservoir. Aussi, ménage-t-on un joint hydraulique constitué par un siphon qui maintient en eau le tronçon AB du trop-plein (fig. 309).

#### d) Vidange.

Elle part du point bas du réservoir et se raccorde sur la canalisation de trop-plein. Elle comporte un robinet-vanne (fig. 308).

Les conduites d'adduction, de distribution, de trop-plein et de vidange doivent être prévues dans tous les réservoirs. S'il y a risque de gel, l'adduction et la distribution doivent être calorifugées.

#### e) Dispositions spéciales.

Les dispositions spéciales ci-après sont également à prévoir, le cas échéant :

— *By-pass entre adduction et distribution.* En cas d'indisponibilité (nettoyage, si le réservoir n'est pas compartimenté), ou de réparation du réservoir, il est bon de prévoir une communication entre ces deux



conduites. Elle s'effectue selon le schéma de la figure 310; en temps normal, 1 et 3 sont ouverts et 2 est fermé. En by-pass, on ferme 1 et 3 et on ouvre 2.

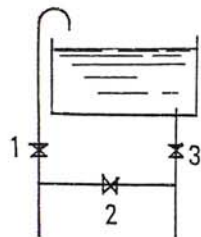


FIG. 310. — By-pass.

— *Matérialisation de la réserve incendie.* Quand la surveillance du plan d'eau dans le réservoir ne peut être assurée par du personnel à demeure, ce qui est le cas pour les installations moyennes, automatiques, il importe que des dispositions soient prises en vue d'éviter, dans le cas d'un soutirage intensif, que la réserve d'incendie ne puisse passer dans la distribution.

Une première disposition est celle indiquée sur la figure 311 où, en temps normal, 1 est fermé et 2 ouvert. En cas de sinistre, il suffit d'ouvrir 1. Mais il existe ainsi une tranche d'eau morte, ce qu'il faut éviter.

Aussi, le dispositif le plus souvent adopté est constitué par un siphon (fig. 312) qui se désamorce quand le niveau de la réserve est atteint : en service normal, 1 est ouvert et 2 fermé. Si le niveau dans le réservoir devait descendre en N, le siphon se désamorcerait grâce à l'évent ouvert à l'air libre et la réserve ne serait pas entamée. En cas de sinistre, il suffit d'ouvrir 2. Tout en restant imprenable, la tranche d'eau constituant la réserve se trouve ainsi constam-

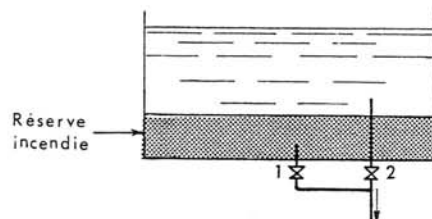


FIG. 311

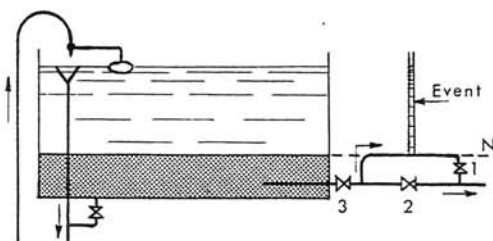


FIG. 312

FIG. 311 et 312. — Matérialisation de la réserve d'incendie.

ment renouvelée. Il est bon de prévoir un troisième robinet-vanne 3 normalement ouvert qui permet de réparer 1 ou 2 en cas de besoin.

La vanne 2 sera, de préférence, une vanne-papillon à ouverture rapide et commandée électriquement.

— *Cas du refoulement-distribution.* Il peut arriver que, par raison d'économie ou par suite de la disposition des lieux, on soit amené, pour de petites installations, à utiliser la conduite de refoulement (qui ne travaille que de nuit, dans ce cas) comme conduite maîtresse de distribution dans la journée (voir page 371).

Le schéma est alors donné par la figure 313 : l'arrivée s'effectue normalement par le haut, la distribution part du pied de la cuve et

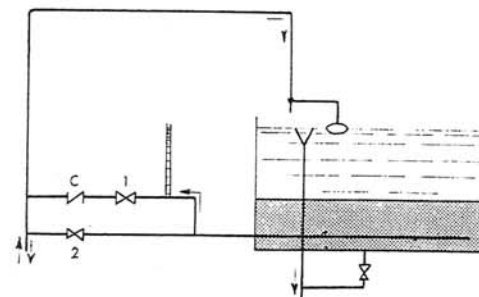


FIG. 313. — Cas d'un réservoir d'équilibre.

remonte au niveau supérieur de la réserve incendie. Un évent est ménagé comme ci-dessus. La canalisation est raccordée sur le refoulement avec robinet-vanne 1 et clapet C. Une seconde branche, avec robinet-vanne 2, permet de bénéficier de la totalité de la capacité de la cuve en cas de sinistre. En service normal, 1 est ouvert et 2 fermé. En adduction, le clapet s'oppose au passage de l'eau et celle-ci arrive par le haut. En distribution, l'eau passe par 1 et par le clapet; en cas de sinistre, on ouvre 2.

— *Cas du réservoir d'équilibre.* La conduite alimentaire du réservoir d'équilibre pouvant faire de l'adduction ou de la distribution, l'équipement d'un tel réservoir sera semblable au cas précédent.

## X. — Dispositions-types de réservoir

Les dispositions générales données plus haut seront précisées ci-après.

### a) Réservoirs enterrés ou semi-enterrés rectangulaires (fig. 314)

Ils seront exécutés en maçonnerie de béton armé ordinaire ou précontraint.

La couverture sera étanche et protégée par de la terre ou du sable sur 0,20 à 0,30 m d'épaisseur.

Au-dessus de l'eau, un matelas d'air de 0,50 m environ sera réservé.

Un accès avec regard et échelle de descente sera prévu pour les visites.

Une ventilation convenable sera ménagée et conçue de façon à éviter l'entrée de petits animaux ou insectes.

Le radier sera établi avec une pente vers un puisard.

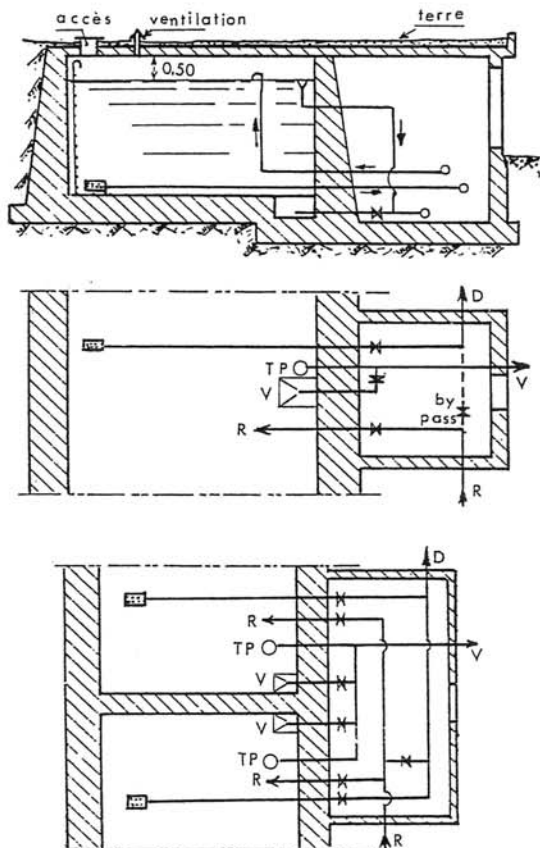


FIG. 314. — Réservoir enterré rectangulaire.

Toutes les vannes seront disposées dans la chambre de manœuvre qui comportera également les appareils de mesure de débit, si nécessaire, ainsi qu'un robinet spécial pour prise d'échantillons. Il sera judicieux de prévoir un tel robinet, tant à l'arrivée qu'à la sortie du réservoir.

En cas de compartimentage, les conduites seront doublées. Dans ce cas, également, dans un but d'économie, les dimensions des cuves auront des valeurs  $l$  et  $L$  telles que :

$$\frac{L}{l} = \frac{4}{3}$$

Les murs devront être calculés pour résister à la poussée de l'eau.

#### b) Réservoirs enterrés ou semi-enterrés circulaires.

Les dispositions d'ensemble de la fontainerie restent les mêmes que celles décrites pour les réservoirs rectangulaires (fig. 315).

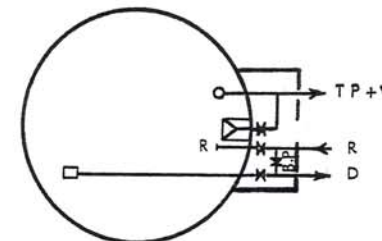
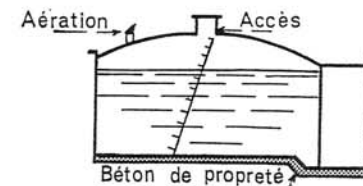


FIG. 315.

Dans le cas de deux cuves identiques, on prévoit la chambre de manœuvre au milieu (fig. 316).

Ces réservoirs sont exécutés ordinairement en béton armé ordinaire ou en précontraint, selon leur importance. La cuve repose sur un radier établi au-dessus d'un béton de propreté.

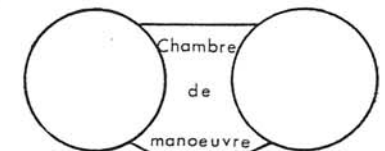


FIG. 316.

FIG. 315 et 316. — Réservoir enterré cylindrique.

#### c) Réservoirs surélevés.

La hauteur de ces réservoirs, entre sol et radier de la cuve, est variable.

Les hauteurs de tour-support dépassant 50 m sont exceptionnelles.

La cuve et la tour sont exécutées généralement en béton armé; le béton de la cuve est parfois précontraint.

Le type classique « champignon » que chacun connaît, n'est pas toujours heureux dans le paysage. On a pu constater, cependant, l'effort fait par les architectes dans le sens de l'esthétique au cours des dernières années avec le développement pris par les adductions d'eau dans les campagnes.



On arrive ainsi à des formes, soit qui accusent nettement la fonction de l'ouvrage : pylônes massifs, cuves évasées (fig. 317), soit, au contraire, qui tendent à un certain camouflage, pas toujours réussi.

La cuve, qu'elle soit cylindrique, ou mieux, évasée, ce qui est recommandé, puisque, techniquement, il faut placer le plus haut possible le plus grand volume possible, peut être, soit unique, pour les petits réservoirs, soit compartimentée en vue de faciliter les nettoyages périodiques prescrits par les règlements. On ne saurait trop recommander de donner à cette cuve, au moins sur une certaine hauteur, une forme simple telle qu'elle puisse permettre d'effectuer un jaugeage par empotage et de tarer ainsi les appareils de mesure de débit installés sur la conduite d'adduction.

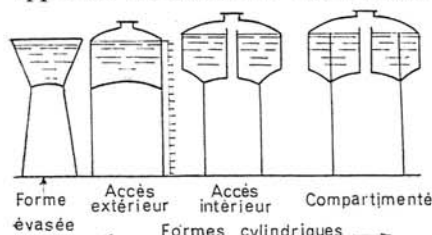


FIG. 317. — Silhouettes de réservoirs surélevés.

La cuve doit être, de plus, visitable, ventilée, et il doit être possible d'accéder à sa partie supérieure en vue d'y effectuer des opérations géodésiques. La ventilation est facilitée par la présence de la cheminée d'accès qui peut comporter à sa partie supérieure des orifices à l'air libre, obturés par des grillages. Mais, comme dans

toute ventilation, il ne faut pas oublier l'entrée de l'air qui pourra s'effectuer à la partie inférieure de la tour, grâce à des ouvertures appropriées.

La chambre de manœuvre se situe au pied de la tour où se trouvent réunies les vannes (fig. 318). Seule, la vanne de la vidange se manœuvrera à partir d'une plate-forme ménagée sous la cuve.

L'accès à la cuve s'effectue par une échelle ou un escalier qui longe les parois. L'accès peut également être prévu dans l'axe vertical du réservoir, par un escalier en colimaçon sur lequel seront accrochées toutes les canalisations, ce qui peut, dans une certaine mesure, faciliter les réparations éventuelles sur ces conduites.

Pour la préservation de l'eau contre les variations de température, on peut surmonter la couverture d'un matelas de sable de 0,20 m d'épaisseur et les parois de la cuve sont parfois doublées d'une enveloppe en briques creuses (fig. 319). Néanmoins, à l'usage, cette précaution ne s'est pas montrée particulièrement efficace; des désordres dans la tenue de la paroi ont même été constatés, de sorte que ce doublage est pratiquement abandonné.

Du point de vue construction de ces réservoirs, nous renvoyons le lecteur aux ouvrages traitant plus spécialement de la question.

Dans le domaine des réservoirs surélevés, il y a lieu de mentionner particulièrement l'effort déployé par les constructeurs dans l'utilisation de

l'acier, aussi bien pour la cuve que pour la tour-support. Jusqu'à ces dernières années, les réservoirs métalliques équipaient surtout les établissements industriels importants. Or, maintenant, les réservoirs métalliques surélevés sont relativement fréquents en distribution d'eau publique. L'étanchéité de la cuve ne pose pas de problèmes avec les constructions soudées et les possibilités de formage et d'emboutissage actuelles permettent de réaliser des ensembles tour-réservoir audacieux et variés.

Citons, par exemple :

— le réservoir de Mantes, exécuté en 1965, de forme pseudo-ellipsoïde de 2 800 m<sup>3</sup> de capacité répartie en deux cuves concentriques; hauteur totale : 40 m, dont 27,50 m de tour;

— les réservoirs de Haucourt-Moulaine et Villerupt, en Meurthe-et-Moselle, celui de Montembœuf, en Charente;

— l'original réservoir de Hérouville, près de Caen, constitué par trois cuves de 500 m<sup>3</sup> chacune, situées à des niveaux différents décalés de 2,00 m. Chaque cuve a 6,50 m de diamètre. Hauteur : 52 m pour le point le plus élevé;

— le réservoir desservant la zone industrielle de Trappes : 3 000 m<sup>3</sup>; hauteur totale : 47 m avec tour de 34 m. Une protection anti-corrosion est appliquée au moyen de peintures appropriées. De plus, le réservoir de Trappes comporte une protection cathodique pour éliminer les courants vagabonds, principalement dans la cuve, et à neutraliser l'effet de pile.

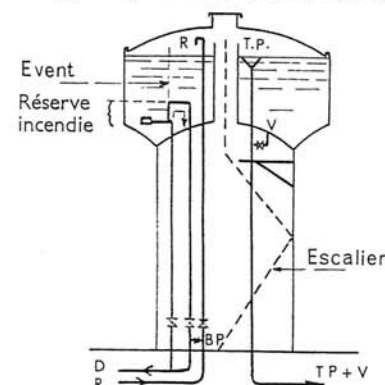


FIG. 318. — Fontainerie d'équipement d'un réservoir surélevé.

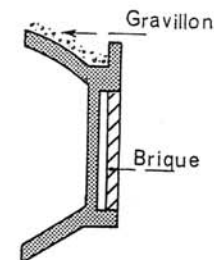


FIG. 319. — Isolation thermique.

#### d) Réservoirs en béton précontraint.

Nous dirons quelques mots de cette nouvelle technique déjà évoquée à propos des tuyaux.

L'étanchéité étant le but principal recherché dans l'exécution des réservoirs, il était logique de penser au béton précontraint qui sera, dans



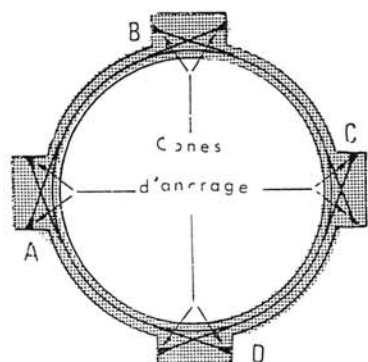


FIG. 320. — Schéma des précontraintes transversales.

ce cas, le matériau idéal puisque, par une précompression, aucune tension du béton ne pourra se produire sous la poussée hydrostatique.

Dans le cas de réservoirs à section circulaire, par exemple, le procédé consiste en un frettage suivant la circonférence et un frettage selon les génératrices.

Le premier frettage s'effectue en ménageant des nervures verticales où viendront prendre place les cônes d'ancrage des frettes. Par exemple, les frettes ABC et ADC seront disposées en exerçant des tractions en A et C.

Les frettes suivantes seront disposées en DAB et DCB et les tractions seront exercées en B et D, etc... (fig. 320).

Le second frettage s'effectue en prenant appui sur les deux ceintures haute et basse de la cuve.

On estime que, jusqu'à une capacité de 500 m<sup>3</sup>, lorsque la cuve ne présente pas d'encorbellement, le béton armé ordinaire est plus économique. Entre 500 et 1 000 m<sup>3</sup>, l'avantage augmente au bénéfice du béton précontraint. Dans les formes à encorbellement, jusqu'à 1 000 m<sup>3</sup>, le béton ordinaire armé serait plus économique. Toutefois, en raison des avantages techniques que présente cette méthode d'exécution, il y a lieu, semble-t-il, d'envisager systématiquement l'étude des deux procédés en vue de dégager la solution la plus rationnelle et la plus avantageuse.

#### e) Choix du type de réservoir.

Ce sera, bien entendu, une question d'espèce pour chaque cas. Cependant, à chaque fois que cela sera possible, il sera préférable d'avoir recours au réservoir enterré, semi-enterré ou, au plus, en élévation au-dessus du sol avec radier légèrement enterré.

Ces types de réservoirs, les deux premiers principalement, présenteront par rapport au réservoir sur tour, les avantages suivants :

- économie sur les frais de construction,
- étude architecturale très simplifiée et moins sujette à critiques,
- étanchéité plus facile à réaliser,
- conservation à une température constante de l'eau ainsi emmagasinée.

Ces types de réservoirs s'imposeront, d'ailleurs, dès que la capacité deviendra importante.

### XI. — Précautions à prendre dans l'exécution des réservoirs — Mise en eau

La mise en œuvre du béton de la cuve doit être effectuée dans les meilleures conditions, en évitant, ou en soignant particulièrement les reprises de bétonnage (coulage continu si possible pour les cuves de petite capacité) et en utilisant un béton de qualité, pas trop liquide, ce qui augmenterait le retrait. Il est recommandé d'éviter l'emploi de ciments de la classe 400 et des ciments de fabrication trop récente (ciments chauds) dont le retrait serait préjudiciable à l'étanchéité. L'emploi de ciments à prise lente de la classe 325 est conseillé. De plus, des précautions sont à prendre en ce qui concerne l'exécution de l'enduit intérieur. Celui-ci, qui n'est toutefois pas indispensable si la cuve est précontrainte, l'est, par contre, dans les constructions en béton armé ordinaire.

Pour faciliter l'accrochage de cet enduit intérieur d'étanchéité, il faut éviter d'effectuer un repiquage des parois ne pouvant conduire qu'à un mauvais collage du mortier.

Différentes méthodes peuvent alors être utilisées pour l'exécution correcte de cet enduit, que l'on peut qualifier de traditionnel, par opposition aux enduits modernes : résines polyester ou polymères, multicouches, que l'on a tendance à utiliser maintenant.

En ce qui concerne l'enduit traditionnel, on peut, sitôt le coulage effectué, décoffrer les parois et exécuter un gobetage avec du sable, de 2 à 6 mm, de même dosage que les parois, véritable enduit tyrolien servant d'accrochage. A la fin du chantier, même plusieurs mois après l'exécution du gobetage, l'enduit est confectionné en deux couches de 0,01 m à l'aide du canon à ciment et lissé ensuite à la truelle.

Une autre méthode consiste à enduire les coffrages d'un retardateur qui empêche la prise du ciment sur les quelques millimètres au contact du coffrage. Au décoffrage, un lavage des parois au jet fait apparaître la surface rugueuse des gravillons du béton, ce qui constituera, comme ci-dessus, une excellente couche d'accrochage.

Un enduit, exécuté comme il vient d'être indiqué, sera suffisamment étanche sans qu'il soit nécessaire d'incorporer au mortier un produit hydrofuge. Par précaution, il est de règle de faire appel à cette sécurité supplémentaire.

La mise en eau de la cuve suit immédiatement l'exécution des enduits. L'eau est graduellement montée de 1 mètre environ par semaine, au plus



1 mètre tous les deux jours. Si la mise en eau devait être différée, l'atmosphère serait saturée par une couche de 0,20 m d'eau sur le radier.

La cuve une fois remplie, il peut se produire, durant les premiers jours, une perte d'eau due à l'imbibition des maçonneries. Mais, passé ce délai, la perte ne devra pas être supérieure à la baisse qui se produira, du fait de l'évaporation, dans un récipient métallique rempli d'eau placé à proximité de la cuve et servant de témoin.

Il faudra veiller également aux traversées de conduites dans les maçonneries de la cuve, les parois ou le radier. A cet effet, un bourrage devra être effectué à l'aide d'un produit plastique, recouvert de mortier de ciment. Un autre procédé consiste à effectuer un véritable joint au plomb maté (fig. 321 et 322). Les maçonneries sont alors traversées par une pièce de fontainerie lisse aux deux extrémités. Il suffit d'effectuer les raccordements avec des joints souples genre GIBault, qui permettent un démontage aisé.

Il existe également des gaines spécialement étudiées, faisant l'objet de brevets, telle que celle indiquée sur la figure 323.

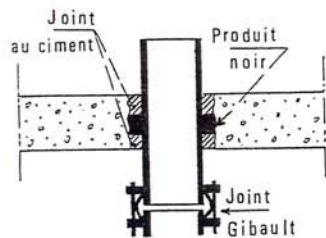


FIG. 321.

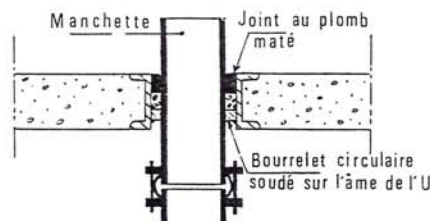


FIG. 322

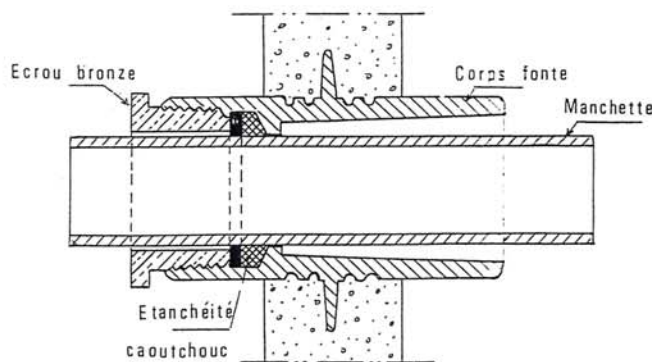


FIG. 323.

FIG. 321, 322 et 323. — Passage de canalisations au travers des maçonneries.

## XII. — Problèmes de vidange et de remplissage de réservoirs

### a) Vidange et remplissage d'un réservoir de mise en charge d'une conduite gravitaire.

Des problèmes de vidange partielle et de remplissage peuvent se poser pour un réservoir intermédiaire utilisé en vue de la mise en charge d'une conduite d'adduction gravitaire. Si ce réservoir est alimenté par une station de pompage, il arrive que l'exploitation de celle-ci soit ajustée sur les tarifs E.D.F. et l'alimentation du bassin s'effectue selon un programme établi, pouvant comporter éventuellement une interruption du débit d'apport. De toute manière, ce remplissage variable de la cuve donne lieu à un débit variable de l'adduction. Le problème se trouve toutefois facilité du fait que les débits d'apport et de sortie du réservoir sont bien définis, ce qui n'est pas le cas pour le réservoir de stockage où les débits de sortie ne peuvent être connus statistiquement que d'une manière très approximative.

Dans ces conditions, si le débit d'apport devient nul ou se trouve réduit, de combien de temps dispose-t-on à la station de pompage avant d'atteindre la cote d'alerte dans le réservoir et, au redémarrage des pompes, au bout de combien de temps et selon quelles modalités d'exploitation retrouvera-t-on à nouveau le niveau du plan d'eau normal dans le bassin? C'est ce que nous nous proposons d'examiner.

Supposons un réservoir de section horizontale constante  $S$  et soit  $H$  la hauteur de l'eau dans la cuve. Pour cette valeur de  $H$ , il s'écoule de la cuve un débit  $Q$ . Tant que le débit d'apport  $Q_a$  est égal à  $Q$ , le niveau reste stable dans le réservoir, mais pour  $Q_a = 0$ , la cuve se vide et, au bout d'un temps  $dt$ , il s'est écoulé un volume  $dV$  tel que :

$$dV = Q dt = - S dH$$

On en déduit que le temps de vidange d'une tranche d'eau comprise entre les hauteurs  $H_0$  et  $H_1$ , avec  $H_0 > H_1$  est donné par :

$$T_1 = - \int_{H_0}^{H_1} \frac{S}{Q} dH = \int_{H_1}^{H_0} \frac{S}{Q} dH$$

Si  $Q_a \neq 0$ , avec  $Q_a < Q$ , le temps de vidange sera plus grand et l'on aura :

$$T_2 = \int_{H_1}^{H_0} \frac{S}{Q - Q_a} dH$$

Pour  $Q_a > Q$ , la cuve est en remplissage; pour remonter du plan  $H_1$  au plan  $H_0$  initial, le temps mis sera de :

$$T_3 = \int_{H_1}^{H_0} \frac{S}{Q_a - Q} dH$$

Les valeurs  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  seront déterminées par intégration graphique. A cet effet, on tracera la courbe  $Q = f(H)$  par points en considérant différentes valeurs du débit dans la conduite gravitaire pour des hauteurs différentes dans la cuve. Ce sera une parabole dont le sommet C correspondra à la cote d'arrivée au réservoir de stockage. La seule partie utile de cette courbe est le tronçon DE (fig. 324-a).

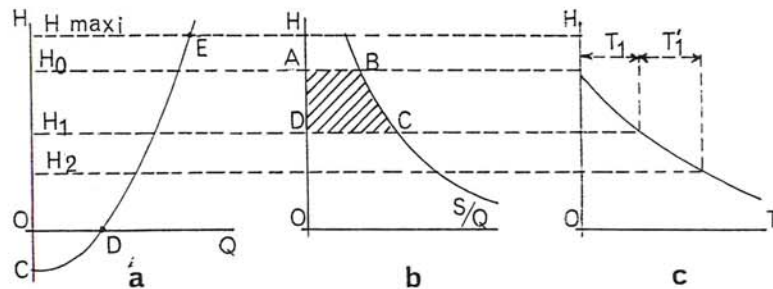


FIG. 324. — Détermination du temps de vidange par la conduite d'adduction.

Reportons-nous aux expressions trouvées ci-dessus pour  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  et raisonnons dans le cas d'une vidange avec arrêt du débit d'apport.

On en déduit que le temps  $T_1$  sera concrétisé, dans un système  $H, \frac{S}{Q}$ , par l'aire délimitée par les plans  $H_0$  et  $H_1$ , la courbe  $\frac{S}{Q} = f(H)$  et l'axe OH.

En conséquence, il suffit de calculer, pour des tranches horizontales quelconques, les rapports  $\frac{S}{Q}$  et de tracer la courbe  $\frac{S}{Q} = f(H)$  (fig. 324-b). Cette méthode s'applique quelle que soit la loi de variation de  $S$  en fonction de  $H$  (réservoir de forme quelconque). L'aire ABCD de la figure mesure le temps mis pour descendre du niveau  $H_0$  au niveau  $H_1$ . En prenant des tranches aussi rapprochées que l'on veut pour qu'elles soient assimilables à des trapèzes et en cumulant à chaque fois les temps correspondants, on peut construire la courbe  $T = f(H)$  (fig. 324-c) qui permettra de trouver, par exemple, l'abaissement du plan d'eau à partir d'un niveau  $H_1$  pour un temps  $T'_1$  d'interruption du débit  $Q_a$  ou vice versa.

Une construction identique s'appliquerait pour une vidange avec  $Q_a \neq 0$  ou pour un remplissage après une vidange partielle. Il suffirait de remplacer  $Q$  par  $(Q - Q_a)$  ou par  $(Q_a - Q)$  suivant le cas. Dans le cas du remplissage, il y a intérêt à remonter rapidement le niveau du plan d'eau dans le réservoir de mise en charge. Il sera donc nécessaire de tenir le débit d'apport  $Q_a$  nettement supérieur au débit  $Q$  que l'on désire atteindre pour la conduite gravitaire une fois l'opération de remplissage achevée, ce qui impliquera d'avoir recours, à la station, à un groupe supplémentaire.

#### b) Vidange d'un réservoir au moyen d'un groupe électro-pompe.

La vidange d'un réservoir par pompage peut se présenter si la situation du bassin par rapport à un exutoire (égout, lac, étang...) ne permet pas d'assurer une évacuation gravitaire de l'eau. La solution du problème est basée selon les mêmes principes que ci-dessus, la loi  $Q = f(H)$  étant fournie par la caractéristique de la pompe. Si la conduite de refoulement

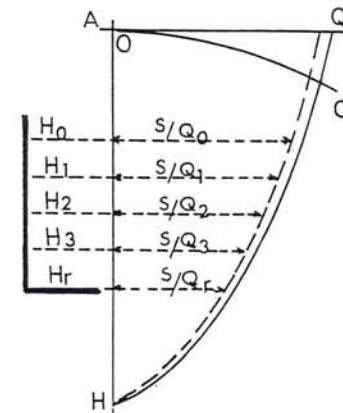


FIG. 325. — Détermination du temps de vidange par groupe électro-pompe.

est longue, il faudra tenir compte des pertes de charge. En retranchant des ordonnées de  $QH$  les ordonnées de la caractéristique de la conduite, on obtient la courbe pointillée (fig. 325) donnant les débits en fonction des différences géométriques de cotes entre l'arrivée A du refoulement et un plan quelconque dans la cuve.

Il suffit alors de procéder comme précédemment, en effectuant, pour différentes hauteurs d'eau dans la cuve, les valeurs  $\frac{S}{Q}$  et en calculant graphiquement l'intégrale :

$$T_1 = - \int_{H_0}^{H_r} \frac{S}{Q} dH$$

pour avoir le temps de vidange totale du bassin.

#### c) Remplissage simultané de plusieurs réservoirs à partir de la même pompe (voir schéma fig. 325 bis).

Soit le problème ci-après :

Une pompe alimente un réservoir avec un débit de 10 l/s sous une hauteur géométrique de 52 m au moyen d'une conduite de 0,200 m posée



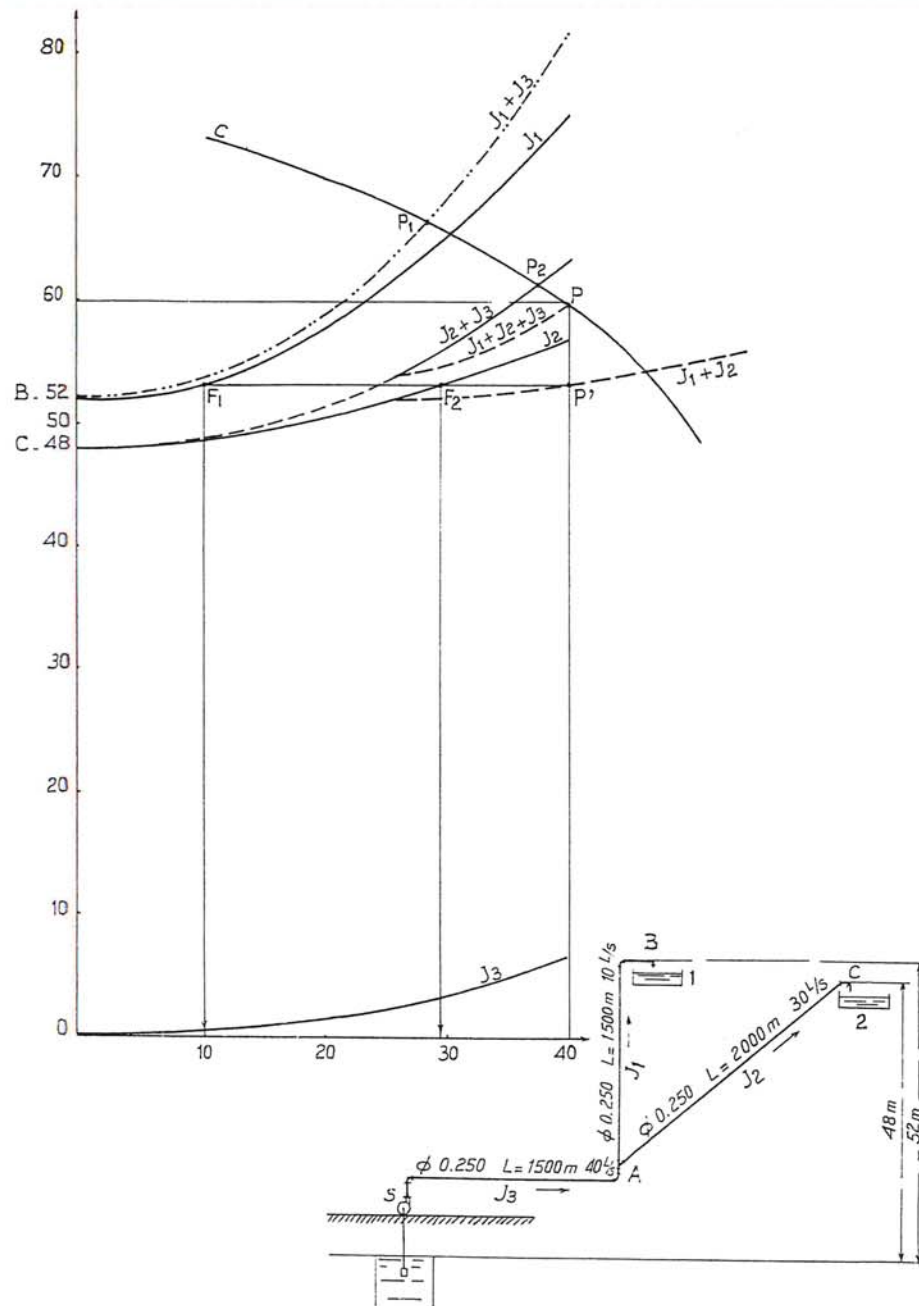


FIG. 325 bis. — Remplissage simultané de deux réservoirs.

sur 3 000 m ( $AB = SA = 1\,500$  m). A partir d'un point A, il est projeté d'alimenter un deuxième réservoir sous une hauteur géométrique de 48 m avec un débit de 30 l/s grâce à une conduite de 2 000 m de longueur. Quel diamètre doit-on donner à cette conduite? Des renforts de canalisation sont-ils à prévoir? Sous quelle hauteur devra fonctionner la nouvelle pompe chargée de relever le débit total de  $10 + 30 = 40$  l/s dans ces conditions?

Ce problème sera traité graphiquement, solution dont le principe s'établit comme suit en partant des réservoirs où la cote d'arrivée de l'eau est connue et en considérant un observateur qui remonterait le sens d'écoulement jusqu'à la pompe. Les conduites BA et CA, issues de B et de C, convergent en A, formant ainsi 2 conduites en parallèle. On peut tracer leurs caractéristiques à partir des cotes 52 et 48. A leur suite, la conduite AS est en série avec les précédentes. La résultante générale des caractéristiques (courbe en tireté appelée  $J_1 + J_2 + J_3$  sur l'épure, fig. 325 bis) recoupe la verticale de l'abscisse 40 l/s en un point P qui définira la hauteur totale sous laquelle la pompe fonctionnera et constituera un point de passage de la caractéristique de la pompe. On vérifiera que le partage des débits entre les deux conduites AB et AC correspond à 10 et 30 l/s (points  $F_1$  et  $F_2$ ). Il faudra procéder par tâtonnements pour arriver à ce partage, ce qui est approximativement obtenu, pour l'exemple traité, en portant les diamètres des conduites existantes à 0,250 m au lieu de 0,200 m, diamètre qui sera également celui de la nouvelle conduite AC.

Si l'équilibre des débits n'est pas parfait, il arrivera que l'un des réservoirs sera rempli avant l'autre. Un robinet-flotteur arrêtera l'écoulement et le débit augmentera dans la conduite alimentant le réservoir non encore rempli. Dans ce cas, le point de fonctionnement de la pompe n'est plus le même. Nous pouvons nous en rendre compte en supposant, par exemple, que le réservoir 2 soit rempli avant le réservoir 1. Si C est la caractéristique de la pompe, le point de fonctionnement se déplacera en  $P_1$ , à l'intersection de C et de  $J_1 + J_3$ . De même, si 1 est plein avant 2, ce dernier se remplira avec un débit donné par le point de fonctionnement  $P_2$  à l'intersection de C et de  $J_2 + J_3$ .

L'exemple que nous avons traité pourrait s'appliquer à l'alimentation des réservoirs d'une ville à distribution étagée.

Remarquons que, dans l'exemple traité, il y aurait lieu d'examiner si les points  $P_1$  et  $P_2$  ne conduisent pas à une marche en cavitation de la pompe.

## CHAPITRE II

# LE RÉSEAU DE DISTRIBUTION

### I. — Généralités

A partir du ou des réservoirs, l'eau est distribuée dans un réseau de canalisations sur lesquelles les branchements seront piqués en vue de l'alimentation des abonnés.

Les canalisations devront en conséquence présenter un diamètre suffisant, de façon à assurer le débit maximal avec une pression au sol compatible avec la hauteur des immeubles.

### II. — Débits

Les conduites devront pouvoir transiter les plus forts débits instantanés en tenant compte du débit de pointe.

Sauf justifications spéciales, nous avons vu que le coefficient de pointe à prendre en considération était de 3. En conséquence, si  $a$  est le débit supposé réparti sur 24 h, les canalisations seront calculées avec un débit  $3a$ .

### III. — Choix du diamètre

Se référer aux diamètres normalisés donnés dans les albums.

Ne pas descendre au-dessous de 0,060, voire 0,080 m.

Dans les tronçons sur lesquels il est prévu l'installation de bouches d'incendie, le diamètre minimal sera de 0,100 m ou, mieux encore, 0,150 m.

### IV. — Vitesse de l'eau

La vitesse de l'eau dans les conduites sera de l'ordre de 0,50 à 1,00 m/s. On évitera, sans que cette condition soit impérative, les vitesses supérieures

## LES INSTALLATIONS URBAINES PROPREMENT DITES

à 1 m/s, de même que celles inférieures à 0,50 m/s. Les faibles vitesses favorisent la formation de dépôts qu'il est parfois difficile d'évacuer. Aussi, dans les voies secondaires, il est nécessaire parfois de prévoir des décharges systématiques en certains points : bouches de lavage ou d'arrosage, manœuvres des pompiers, etc..., car les vitesses restent souvent inférieures à 0,50 m/s. Des vitesses maximales de l'ordre de 1 m/s permettent d'envisager des augmentations de consommation sans que l'usager n'en souffre trop.

### V. — Pression

Le réseau doit être calculé pour satisfaire, notamment, aux conditions de pression suivantes :

1° Une charge minimale de 3,00 m doit être prévue sur les orifices de puisage les plus élevés (5,00 m dans le cas de chauffe-eau instantané)

2° En vue de la bonne tenue des canalisations et, notamment, de leurs joints, il y a lieu d'éviter des pressions supérieures à 40 m qui risquent d'apporter des désordres (fuites notamment) et certains bruits désagréables dans les installations intérieures d'abonnés. Si, néanmoins, de telles pressions devaient se manifester, il y aurait lieu, en vue de les diminuer, soit d'envisager une distribution étagée, soit de prévoir l'installation sur le réseau d'appareils réducteurs de pression.

A titre indicatif, selon la hauteur des immeubles, on prévoit les pressions maximales suivantes, au sol, exprimées en mètres d'eau :

12 à 15 m pour un étage	29 à 32 m pour 5 étages
16 à 19 pour 2 étages	33 à 36 pour 6 étages
20 à 23 pour 3 étages	37 à 40 pour 7 étages
24 à 27 pour 4 étages	

En ce qui concerne les immeubles plus élevés, leurs propriétaires se trouvent dans l'obligation d'installer, dans les sous-sols, des groupes surpresseurs dont nous parlerons à la fin de ce chapitre <sup>(1)</sup>.

### VI. — Conditions spéciales d'incendie

A propos des réservoirs, nous avons précisé que les dispositions à prendre en vue de la lutte contre l'incendie étaient régies par la circulaire

<sup>(1)</sup> Un décret n° 67-1063 du 15 novembre 1967 (J.O. du 6/12/67) portant règlement d'administration publique pour la construction des immeubles de grande hauteur et leur protection contre les risques d'incendie donne toutes indications utiles concernant les dispositions à prévoir en vue de cette protection. (Voir aussi modifications au règlement de sécurité, arrêté ministériel du 15 décembre 1970, J.O. du 5 février 1971).



interministérielle du 10 décembre 1951. La répercussion de cette circulaire sur le réseau de distribution est la suivante :

— Les canalisations alimentant les appareils d'incendie devront pouvoir fournir un débit minimal de 17 l/s avec une pression au sol d'au moins 1 bar. Toutefois, exceptionnellement, cette pression pourra descendre jusqu'à 0,600 bar.

— Les appareils hydrauliques utilisés par les pompiers sont, soit des bouches d'incendie, soit des poteaux d'incendie, mieux visibles, l'hiver, par temps de neige. Ces appareils doivent être espacés de 200 à 300 m les uns des autres et être répartis suivant l'importance des risques à défendre. Si le risque est faible, l'écartement pourra être porté à 400 m. L'appareil normalisé est la bouche d'incendie de 0,100 m. Dans *certaines grandes villes*, où les pompiers disposent d'engins à grande puissance, des bouches d'incendie de 0,150 m pourront être prévues à proximité de risques importants.

Ces bouches seront installées sur des canalisations maîtresses d'un débit en rapport avec l'engin.

La condition d'incendie (17 l/s à 1 bar) est souvent difficile à satisfaire *dans les petites installations* et oblige parfois à prévoir des diamètres surabondants pour les besoins normaux. En conséquence, la vitesse de l'eau, en distribution normale, risque d'être faible dans certains tronçons.

Dans *les petites agglomérations*, on peut éviter d'avoir recours directement au réseau en utilisant :

— soit des points d'eau naturels (cours d'eau, mares, étangs) à condition, toutefois, que les débits nécessaires puissent en être extraits en toute saison, que ces points d'eau soient situés à 400 m au maximum des risques à défendre et qu'en plus, la hauteur d'aspiration soit inférieure à 6 mètres. L'accès doit, en outre, faire l'objet d'un aménagement en accord avec les sapeurs-pompiers;

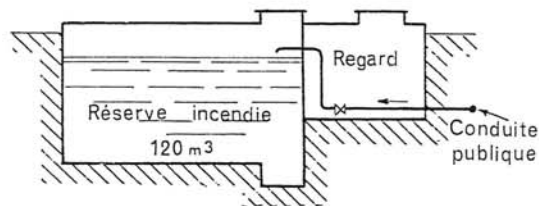


FIG. 326. — Réserve d'incendie.

— soit des points d'eau artificiels en des emplacements judicieusement choisis de façon à assurer une défense suffisante contre un risque situé

dans un rayon de 400 m. La capacité de cette réserve doit être d'au moins 120 m<sup>3</sup>. Son installation (fig. 326) peut parfois présenter quelques difficultés étant donné ses dimensions. Elle peut être envisagée, par exemple, sous une place publique.

Nous verrons plus loin, à propos du calcul du réseau de distribution, que les débits d'incendie ne se cumulent pas avec les débits normaux de distribution. Il est considéré, qu'en cas de sinistre, la distribution peut, momentanément, être affectée par ce tirage exceptionnel.

## VII. — Pose des conduites

La pose des conduites s'effectue dans des conditions analogues à celles décrites à l'occasion de l'étude de l'adduction.

Dans la plupart des agglomérations, ces conduites sont posées en terre, sous trottoir, afin d'éviter les trépidations dues à la circulation des véhicules. Le remblaiement de la tranchée est effectué en grave naturelle.

Quand la voie n'est pas importante, une conduite unique dessert les abonnés situés de chaque côté. Les branchements des immeubles présentent donc des longueurs nettement différentes. Dans le cas d'une rue importante, une canalisation est posée sous chaque trottoir et les branchements sont relativement courts et ne traversent pas la chaussée.

Dans *les très grandes villes*, qui comportent un réseau d'égouts visibles, il est recommandé d'effectuer la pose en égout. Ainsi, le réseau pourra être plus aisément surveillé et les fuites réparées sans ouvrir de tranchée.

En profil en long, la conduite suivra le profil de la voie qu'elle dessert. En conséquence, ce profil comportera des points hauts, où il devra être prévu une ventouse, et des points bas, qui devront comporter un robinet de vidange à l'égout.

En vue de la pose correcte des canalisations d'eau en fonction de la présence éventuelle de canalisations d'autre nature pouvant être rencontrées dans le sous-sol d'une agglomération, l'expérience montre qu'il est prudent de respecter les distances minimales ci-après entre génératrices les plus rapprochées des deux natures de conduites :

- entre conduite d'eau et conduite de gaz : 0,50 m,
- entre conduite d'eau et câbles électriques : 0,20 m.

Par ailleurs, la distance entre la génératrice la plus rapprochée et l'axe d'une plantation d'alignement sera de 1,50 m au minimum.

## VIII. — Classification des réseaux

Les réseaux peuvent être classés comme suit :

- les réseaux ramifiés,
- les réseaux maillés,
- les réseaux étagés,
- les réseaux à alimentations distinctes.

Le réseau ramifié, dans lequel les conduites ne comportent aucune alimentation en retour, présente l'avantage d'être économique, mais il manque de sécurité et de souplesse en cas de rupture : un accident sur la conduite principale prive d'eau tous les abonnés d'aval (fig. 327).

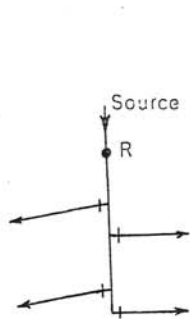


FIG. 327. — Réseau ramifié.

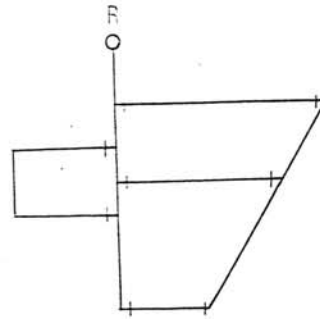


FIG. 328. — Réseau maillé.

Le réseau maillé permet, au contraire, une alimentation en retour (fig. 328), donc d'obvier à l'inconvénient signalé ci-dessus. Une simple manœuvre de robinets permet d'isoler le tronçon accidenté et de poursuivre néanmoins l'alimentation des abonnés d'aval. Il est, bien entendu, plus coûteux d'établissement, mais, en raison de la sécurité qu'il procure, il doit être toujours préféré au réseau ramifié.

Avec le réseau étagé, il est possible, ainsi que nous l'avons vu, de constituer des réseaux indépendants avec une pression limitée aux environs de 40 mètres d'eau.

Les réseaux à alimentations distinctes distribuent, l'un, l'eau potable destinée à tous les besoins domestiques, et l'autre, l'eau non potable réservée aux usages industriels et aux lavage et arrosage des rues et plantations. Ces réseaux ne se justifient que dans les installations extrêmement importantes. A notre connaissance, seul, Paris, dispose d'un réseau à double alimentation.

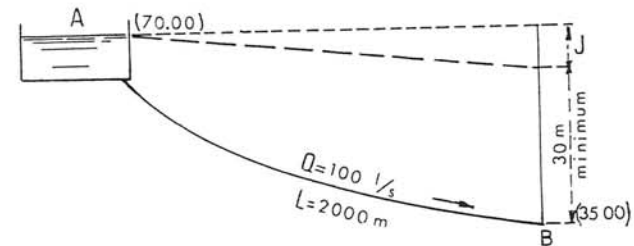
IX. — Calcul d'une conduite débitant à son extrémité  $q$  l/s

Ce problème a déjà été traité à propos de l'adduction gravitaire.

Quand, dans un réseau, une conduite n'effectue aucun service en route, comme il arrive souvent pour la conduite principale issue du réservoir jusqu'à son point de jonction avec le réseau, la résolution du problème est exactement celle donnée pour l'adduction gravitaire.

Il suffit de rechercher, dans les tables, le diamètre qui permet d'écouler le débit  $q$  avec une vitesse raisonnable. On lit la perte de charge correspondante par mètre linéaire; la perte de charge totale  $J$  doit alors être telle qu'à l'extrémité de la conduite il reste, au sol, une pression suffisante.

Soit, par exemple, à calculer (fig. 329) une conduite AB, débitant 100 l/s, issue d'un réservoir A, et qui se raccorde en B sur le réseau de

FIG. 329. — Ligne piézométrique pour une conduite débitant  $q$  à son extrémité.

distribution proprement dit. Entre A et B, la conduite n'effectue aucun service en route. La cote de départ est égale à (70,00); en B, c'est-à-dire à l'altitude (35,00), la pression au sol imposée est de 30,00 m d'eau. Par ailleurs,  $AB = 2\,000$  m. Quel diamètre doit-on donner à cette conduite?

Recherchons, dans les tables de COLEBROOK, le diamètre qui permet d'écouler 100 l/s avec une vitesse voisine de 1 m/s. Nous trouvons (avec  $k = 2 \cdot 10^{-3}$ ) :

$\varnothing 0,350$ m	$j = 0,0046$	$V = 1,00$ m/s
$\varnothing 0,400$ m	$j = 0,0024$	$V = 0,80$ m/s

Dans le premier cas,  $J = 0,0046 \times 2\,000 = 9,20$  m et la pression au sol, en B, est de :

$$(70 - 9,20) - 35 = 25,80 \text{ m d'eau}$$

Dans le second cas,  $J = 0,0024 \times 2\,000 = 4,80$  m et la pression au sol, en B, est de :

$$(70 - 4,80) - 35 = 30,20 \text{ m d'eau}$$



En conséquence, pour satisfaire la condition de pression en B, soit 30,00 m d'eau, il faut prévoir une canalisation de 0,400 m de diamètre intérieur.

### X. — Calcul des conduites d'un réseau Méthode Hardy-Cross

Quand il s'agit du calcul du réseau de distribution proprement dit, le problème est différent car la conduite, outre un débit d'extrémité, doit pouvoir distribuer, sur son parcours, l'eau aux abonnés par les nombreux branchements raccordés sur elle : c'est le débit en route.

Dans un projet, le débit en route est ordinairement pris proportionnel, soit au nombre d'habitants, soit à la longueur L de la rue.

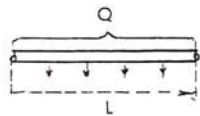


FIG. 330. — Débit réparti.

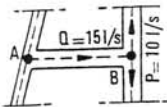


FIG. 331. — Exemple.

Par exemple, en se plaçant dans ce dernier cas et si le débit total nécessaire au tronçon est Q l/s, un débit uniformément réparti conduira à un débit unitaire de Q/L (fig. 330).

#### a) Calcul d'un tronçon AB (fig. 331).

Isolons un tronçon de voie AB et supposons, pour fixer les idées, que la conduite posée sur AB, le sens de l'écoulement étant dirigé de A vers B, soit destinée à assurer, d'une part, un débit total  $Q = 15$  l/s uniformément réparti sur son parcours et que, d'autre part, à son extrémité, le débit global nécessaire pour alimenter les conduites des voies en aval soit égal à  $P = 10$  l/s. Avec quel débit calculera-t-on la conduite AB?

Comme le débit P d'aval doit nécessairement passer dans la conduite AB, nous pouvons :

- soit calculer AB comme si la conduite devait avoir, en B, un débit d'extrémité de  $15 + 10 = 25$  l/s,
- soit, calculer AB avec un débit inférieur à 25 l/s et qu'il s'agit de trouver.

La première solution conduit à un diamètre surabondant, car les 15 l/s de AB se répartissant uniformément sur cette longueur, se trouvent finalement absorbés en arrivant en B.

Si l'on désire traiter le problème en toute rigueur, il faut trouver la perte de charge dans le tronçon AB, de longueur L, en admettant qu'il doit, d'une part, distribuer un débit uniforme Q/L sur son parcours et, d'autre part, assurer un débit P à son extrémité.

Soit (fig. 332) I un point quelconque du tronçon AB. Supposons le diamètre D constant de A à B, et recherchons l'équation de la ligne piézométrique ainsi que la valeur de la perte de charge totale J. Concrétisons la charge dans la conduite par un réservoir supposé exister en A.

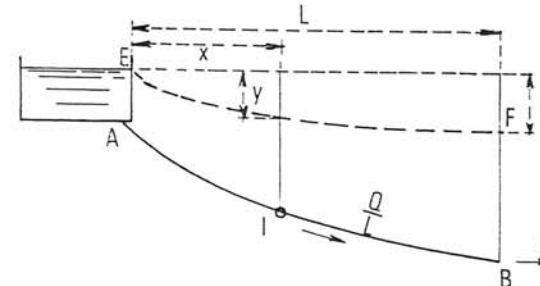


FIG. 332. — Conduite débitant Q/L uniformément et P à son extrémité.

Le débit distribué sur AI vaut  $\frac{Qx}{L}$ , et, en I, il reste :

$$\left(Q - \frac{Qx}{L}\right) + P \quad \text{ou} \quad Q\left(1 - \frac{x}{L}\right) + P$$

Supposons ce débit constant sur une petite longueur  $dx$ ; la perte de charge correspondante sera, puisqu'elle est fonction du carré du débit :

$$dy = \frac{R}{L} \left[ Q\left(1 - \frac{x}{L}\right) + P \right]^2 dx$$

$\frac{R}{L}$  étant la résistance de la conduite au m.l.

$$\text{ou : } dy = \frac{R}{L} \left[ Q^2 \left(1 + \frac{x^2}{L^2} - \frac{2x}{L}\right) + P^2 + 2QP\left(1 - \frac{x}{L}\right) \right] dx$$

En intégrant et en ordonnant, nous avons :

$$y = \left[ \frac{RQ^2}{3L^3} x^3 - \frac{RQ}{L^2} (P + Q) x^2 + \frac{R}{L} (P + Q)^2 x \right] + C$$

Pour  $x = 0$ ,  $y = 0$  ; donc  $C = 0$ .

La ligne piézométrique est donc une parabole cubique.

Par ailleurs, pour  $x = L$ ,  $y = J$ .

Nous trouvons finalement, tous calculs effectués :

$$J = R \left( P^2 + PQ + \frac{Q^2}{3} \right)$$

Mais cette expression n'est pas d'une utilisation commode et il serait plus simple de ramener le calcul de la conduite à celui d'une canalisation ne devant assurer à son extrémité qu'un débit unique, problème que nous savons résoudre. Aussi, chercherons-nous quel serait ce débit fictif d'extrémité  $q$  qui donnerait une perte de charge équivalente à celle produite par l'ensemble du débit  $Q$  supposé uniformément réparti et du débit  $P$  d'extrémité.

Il faut, en somme, ramener le problème défini par le schéma de la figure 333 à celui représenté par le schéma de la figure 334.

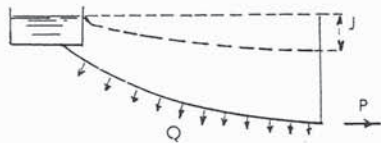


FIG. 333.

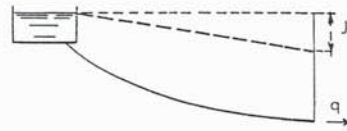


FIG. 334.

FIG. 333 et 334. — Dans ces deux schémas,  $J$  reste le même.

Nous devons avoir, s'agissant d'une conduite de même diamètre  $D$  et de même résistance  $R$  :

$$R \left( P^2 + PQ + \frac{Q^2}{3} \right) = Rq^2$$

ou :

$$q^2 = P^2 + PQ + \frac{Q^2}{3}$$

ou :

$$q = \sqrt{P^2 + PQ + \frac{Q^2}{3}}$$

Or, l'expression sous le radical est supérieure à :

$$\left( P + \frac{Q}{2} \right)^2$$

donc :

$$q > P + 0,5 Q$$

De même, elle est plus petite que

$$\left( P + \frac{Q}{\sqrt{3}} \right)^2$$

donc :

$$q < P + 0,57 Q$$

En définitive, on peut prendre :

$$q = P + 0,55 Q$$

et calculer la conduite comme si elle débitait à son extrémité  $P + 0,55 Q$ .

Pour revenir à notre exemple, la conduite AB serait, en toute rigueur, à calculer, non avec un débit de 25 l/s, mais avec un débit de :

$$10 + 0,55 \times 15 = 18,25 \text{ l/s}$$

Cette méthode conduit à des diamètres plus faibles qu'en prenant comme débit de calcul celui passant en A, encore appelé débit d'amont.

La différence se fait d'autant plus sentir que le débit  $P$  d'extrémité est faible devant  $Q$ . La limite est celle du débit d'extrémité nul (conduite en impasse); dans ce cas, l'application de la formule s'impose.

Ce calcul rigoureux est employé surtout pour l'étude des réseaux importants. En ce qui concerne les installations moyennes, on peut, sans grand inconvénient, puisqu'il introduit, en fait, une sécurité, faire le calcul avec le débit d'amont, sauf pour les conduites en impasse. C'est, ordinairement, le calcul adopté en avant-projet.

#### b) Calcul d'un réseau ramifié.

Le calcul d'un réseau doit s'effectuer avec méthode.

A titre d'exemple, on effectuera le calcul d'un réseau simple, pour

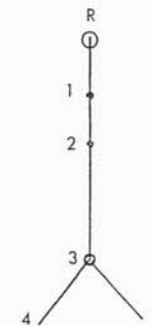


FIG. 335.

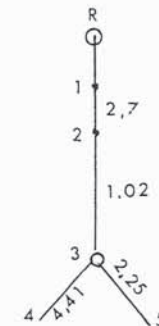


FIG. 336.

FIG. 335 et 336. — Exemple simple de réseau ramifié.

une ville de 2 000 habitants, et l'on supposera le schéma de distribution représenté sur la figure 335



A raison de 150 l/hab./j, la consommation journalière est de :  
 $2\,000 \times 0,150 = 300 \text{ m}^3$ , ou 3,47 l/s et, par habitant :  $\frac{3,47}{2\,000} = 0,0017 \text{ l/s}$ .

Nous dresserons successivement les trois tableaux suivants :

TABLEAU I. — Débits par tronçons.

Désignation des tronçons (1)	Nombre d'habitants (2)	Consommation l/s	
		moyenne (3)	de pointe (K = 3) (4)
R — 1	0	—	—
1 — 2	520	$0,0017 \times 520 = 0,90$	2,70
2 — 3	200	$0,0017 \times 200 = 0,34$	1,02
3 — 4	850	$0,0017 \times 850 = 1,47$	4,41
3 — 5	430	$0,0017 \times 430 = 0,75$	2,25
	2 000		10,38

Les valeurs trouvées dans la colonne 4 (fig. 336) sont reportées sur le schéma.

Déterminons, dans ce réseau, le sens d'écoulement de l'eau qui, dans le cas présent très simple, est tout indiqué, et procédons à la répartition des débits selon les différents tronçons.

Pour cela, partons de l'extrémité aval du réseau et remontons de proche en proche jusqu'au réservoir. Le tableau II suivant peut être dressé :

TABLEAU II. — Répartition des débits.

1 — Calcul des conduites à partir du débit d'amont.

Désignation des tronçons (1)	Débits l/s		
	en route (2)	aval (3)	du tronçon (4)
3 — 4	4,41	—	4,41
3 — 5	2,25	—	2,25
2 — 3	1,02	6,66	7,68
1 — 2	2,70	7,68	10,38
1 — R	—	10,38	10,38
	10,38		

2 — Calcul à partir de la formule

$$q = P + 0,55 Q$$

Désignation des tronçons (1)	Débits l/s		
	en route Q (2)	aval P (3)	du tronçon $P + 0,55 Q$ (4)
3 — 4	4,41	—	2,42
3 — 5	2,25	—	1,24
2 — 3	1,02	6,66	7,22
1 — 2	2,70	7,68	9,17
1 — R	—	10,38	10,38

La différence entre les deux tableaux est surtout sensible pour les conduites en impasse. Aussi, le tableau III (calcul des conduites) sera établi en tenant compte des débits d'amont, sauf pour les conduites en impasse. On remplit les colonnes 1, 2 et 10 ainsi que la colonne 4 qui reproduit les chiffres des colonnes 4 des tableaux II.

Pour un diamètre D, on vérifie, à l'aide des tables de COLEBROOK, ( $k = 2 \cdot 10^{-3}$ ), qu'avec le débit exigé dans chaque tronçon, la vitesse obtenue est acceptable et que la perte de charge totale J donne finalement, au sol, une pression suffisante.

Si la pression au sol est insuffisante, il faut recommencer les calculs en prenant un diamètre plus grand pour diminuer les pertes de charge.

Il est enfin précisé que l'on prend, par sécurité, pour cote piézométrique de départ (H piézométrique amont), la cote de radier du réservoir.

Il est procédé, ensuite, à la vérification de la condition d'incendie.

C'est ainsi que, jusqu'en 3, il est possible d'installer des bouches d'incendie.

La dernière sera posée en 3 et, puisque la distance 3-5 est relativement courte, le feu pourrait être combattu à partir de ce point.

En ce qui concerne le tronçon 3-4, de 400 m de longueur, il sera plus prudent de prévoir une réserve d'incendie en 4, car on se trouve à l'extrême limite de l'action des lances d'incendie.

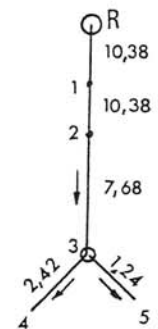


FIG. 337. — Débits de calcul.

TABLEAU III. — Calcul des diamètres des conduites.

Tronçons (1)	Longueur m (2)	Diam. m (3)	Débit l/s (4)	$j$ (5)	$J$ (6)	$V$ (7)	H. piéz. amont (8)	H. piéz. aval (9)	Cote sol (10)	Pres- sion sol (11)
R — 1	500	0,150	10,38	0,0055	2,75	0,60	50,00	47,25	20	27,25
1 — 2	520	0,150	10,38	0,0055	2,86	0,60	47,25	44,39	21	23,39
2 — 3	200	0,125	7,68	0,008	1,60	0,65	44,39	42,79	18	24,79
3 — 4	400	0,080	2,42	0,008	3,20	0,50	42,79	39,59	17	22,59
3 — 5	100	0,060	1,24	0,022	2,20	0,25	42,79	40,59	16	24,59
Vérification de la condition d'incendie.										
R — 1	500	0,150	17	0,016	8	1,00	50,00	42,00	20	22
1 — 2	520	0,150	17	0,016	8,32	1,00	42,00	33,68	21	12
2 — 3	200	0,125	17	0,042	8,40	1,40	33,68	25,28	18	7,28
3 — 4	400	0,080	17	$j$ très grand			25,28	—	17	—
3 — 5	100	0,060	17				25,28	—	16	—

Les calculs une fois effectués, il suffit de reporter sur un plan à échelle convenable les emplacements des canalisations avec l'indication de leurs diamètres. On dessine, ensuite, le profil en long des conduites ainsi que les profils piézométriques correspondants.

### c) Calcul d'un réseau maillé simple.

Tel qu'il vient d'être exposé, le cas simple du réseau ramifié ne présente pas de difficulté.

Mais, d'une façon générale, le projeteur se trouve en présence d'un plan d'agglomération où les rues se recoupent entre elles et dans le sous-sol desquelles il y a lieu de prévoir les canalisations correspondantes. Nous avons vu l'intérêt de raccorder entre elles toutes ces conduites, donc de constituer un réseau maillé. Envisageons d'abord le cas d'une modeste ville.

Dressons le tableau I qui donne la valeur des débits par tronçons.

Schématisons le réseau des conduites en les répartissant en conduites maîtresses et conduites secondaires. La conduite maîtresse principale, issue du réservoir, se divise ordinairement en deux ou plusieurs autres conduites maîtresses qui emprunteront, de préférence, les rues à population

dense, donc à forte consommation. Sur ces conduites maîtresses viendront se raccorder les canalisations secondaires des rues moins importantes.

Le principe du calcul du réseau maillé simple consiste à décomposer l'ensemble en deux ou plusieurs réseaux élémentaires ramifiés à partir des conduites maîtresses tracées sur le plan, de façon à obtenir, au point de raccordement de ces réseaux élémentaires entre eux, des cotes piézométriques de même valeur. Autrement dit, il faut constituer des réseaux élémentaires offrant la même résistance totale au passage de l'eau, ce qui revient à considérer qu'au point de raccordement, l'eau pourra arriver aussi bien d'un côté que de l'autre. En conséquence, la pression au sol sera la même, qu'on la calcule à partir de l'un ou de l'autre des réseaux élémentaires considérés.

De ce fait, à partir de ce point de raccordement supposé à l'avance, encore appelé point mort, puisque l'eau peut provenir aussi bien de droite que de gauche, une hypothèse peut être faite sur le sens de l'écoulement, et les tableaux II et III sont facilement établis.

Par exemple (fig. 338), si BC et EF sont deux conduites maîtresses, et si, par considération grossière des débits et des longueurs de conduites, on estime qu'en D les pressions au sol seront approximativement identiques, on calculera chacun des réseaux ramifiés ABCD et AEFCD par la méthode indiquée et l'on vérifiera qu'effectivement les pressions en D ont sensiblement la même valeur dans les deux cas. Si la condition n'est pas réalisée, les calculs seront recommencés en envisageant, soit un autre emplacement pour le point D, soit des diamètres différents pour les canalisations.

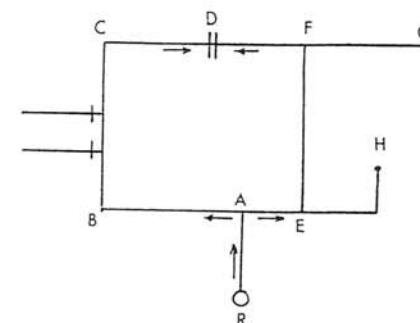


FIG. 338. — La pression au sol en D est la même sur les deux parcours.

Une boucle telle que ABCFEA s'appelle une maille.

En conséquence, le calcul d'un réseau maillé s'effectue par tâtonnements. Nous voyons combien cette méthode peut présenter d'inconvénients dès que le plan de l'agglomération se complique, car il devient très difficile d'équilibrer les pressions aux points de raccordement.

Dans ce cas, la méthode par approximations successives, connue sous le nom de méthode HARDY-CROSS, revêt tout son intérêt. Nous l'exposons ci-après.



## d) Calcul d'un réseau maillé quelconque par la méthode Hardy-Cross.

Cette méthode repose sur les deux lois suivantes :

**1<sup>re</sup> loi.** — En un nœud quelconque de conduites, la somme des débits qui arrivent à ce nœud est égale à la somme des débits qui en partent.

C'est ainsi que l'on a, pour le nœud A (fig. 339), et pour le sens d'écoulement supposé indiqué par les flèches :

$$Q_A = q_6 + q_1$$

Cette loi est évidente et est à rapprocher de la loi de KIRCHOFF en électricité.

**2<sup>e</sup> loi.** — Le long d'un parcours orienté et fermé, la somme algébrique des pertes de charge est nulle.

Cette loi, appliquée au contour ABCDEF, où l'orientation positive est donnée par le sens du déplacement des aiguilles d'une montre, donne, pour le sens d'écoulement de l'eau indiqué par les flèches :

$$J_6 + J_5 - J_4 - J_3 - J_2 - J_1 = 0$$

La deuxième loi revient à écrire que, le long du parcours des deux écoulements en sens inverse, AFE et ABCDE, les pertes de charge engendrées par les débits qui y circulent sont égales.

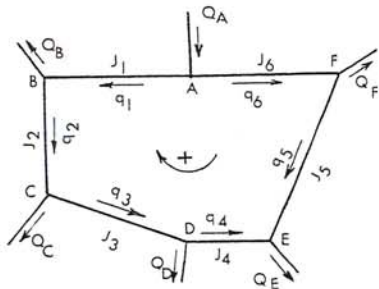


FIG. 339. — Sens supposés de l'écoulement dans une maille.

Les pertes de charge sont, évidemment, affectées du signe qui aura été choisi pour les débits, puisque les pertes de charge croissent dans le sens de l'écoulement.

La méthode HARDY-CROSS consiste, tout d'abord, à se fixer, dans chaque maille, une répartition supposée des débits ainsi qu'un sens supposé d'écoulement, tout en respectant la première loi. Un diamètre, tout au moins provisoire, des canalisations peut être choisi et l'on calcule les pertes de charge correspondantes.

Raisonnons sur un cas très simple (fig. 340) que nous savons résoudre exactement dès que les diamètres sont fixés et supposons que  $Q_A$  se décompose en  $q_1$  et  $q_2$  choisis arbitrairement et tels que :

$$Q_A = q_1 + q_2 = Q_C$$

Choisissons les diamètres permettant d'écouler les débits  $q_1$  et  $q_2$ ; les pertes de charge correspondantes ont pour valeur :  $J_1$  pour ADC et  $J_2$  pour ABC.

On doit alors vérifier, d'après la deuxième loi, et compte tenu de l'orientation de la maille, que :

$$J_1 - J_2 = 0$$

Ordinairement, cette égalité n'est pas vérifiée du premier coup et il est nécessaire de modifier la répartition initiale supposée des débits  $q_1$  et  $q_2$  afin de rectifier en conséquence la valeur de  $J_1$  et  $J_2$ .

Soit  $\Delta q_1$  la valeur dont il est nécessaire de modifier le débit pour arriver à ce but. Si on l'ajoute à  $q_1$ , par exemple, il faudra la déduire de  $q_2$  afin que la somme  $Q_A$  reste la même.

Par ailleurs, nous savons que les pertes de charge sont proportionnelles au carré des débits, de sorte que l'on peut écrire :

$$J_1 = R_1 q_1^2$$

$$J_2 = R_2 q_2^2$$

$R_1$  et  $R_2$  représentant les résistances des conduites sur les longueurs  $L_1$  et  $L_2$ .

En conséquence, la deuxième loi appliquée aux débits rectifiés donne :

$$R_1 (q_1 + \Delta q_1)^2 - R_2 (q_2 - \Delta q_1)^2 = 0$$

En négligeant les termes en  $\Delta q_1^2$ , on trouve :

$$\Delta q_1 = \frac{-R_1 q_1^2 + R_2 q_2^2}{2(R_1 q_1 + R_2 q_2)}$$

ou, puisque :  $R_1 = \frac{J_1}{q_1^2}$  et  $R_2 = \frac{J_2}{q_2^2}$  :

$$\Delta q_1 = \frac{-J_1 + J_2}{2 \left( \frac{J_1}{q_1} + \frac{J_2}{q_2} \right)} = - \frac{J_1 - J_2}{2 \left( \frac{J_1}{q_1} + \frac{J_2}{q_2} \right)}$$

Si  $J_1 - J_2 < 0$ , ce qui suppose un débit  $q_1$  insuffisant, il faudra donc ajouter  $\Delta q_1$  à  $q_1$ , ce que montre bien l'expression trouvée, puisque  $\Delta q_1$  est alors positif.

Si  $J_1 - J_2 > 0$ , ce qui suppose un débit  $q_1$  trop important, il faudra retrancher  $\Delta q_1$ ; c'est également ce que montre l'expression, puisque  $\Delta q_1$  est alors négatif.

Cette expression est donc générale, et en étendant le raisonnement à un contour fermé quelconque et en désignant par  $\Sigma J$  la perte de charge totale dans le circuit fermé de la maille au cours de cette approximation, et par  $\sum \frac{J_1}{q_1}$  la somme de termes tels que  $\frac{J_1}{q_1}, \frac{J_2}{q_2} \dots$  etc., on a :

$$\Delta q_1 = - \frac{\Sigma J}{2 \sum \frac{J_1}{q_1}}$$

En conséquence, dans une première approximation, les nouveaux débits deviennent, dans l'exemple choisi :

$$q_1 + \Delta q_1 \quad \text{et} \quad q_2 - \Delta q_1$$

ou, en respectant l'orientation de la maille :

$$+ q_1 + \Delta q_1 \quad \text{et} \quad -(q_2 - \Delta q_1)$$

$$\text{ou} \quad + q_1 + \Delta q_1 \quad \text{et} \quad - q_2 + \Delta q_1$$

Autrement dit, le débit initial, affecté de son signe, des conduites de la maille, est à corriger de la valeur trouvée pour  $\Delta q_1$  prise avec son signe. Il en serait de même pour un contour fermé quelconque.

Si, dans ces conditions, la deuxième loi n'est pas encore satisfaite, il faudra, de nouveau, corriger les débits d'une nouvelle valeur  $\Delta q_2$  calculée de la façon que nous venons de voir.

On se rapprochera ainsi, au fur et à mesure, de la valeur zéro pour la somme algébrique des pertes de charge du contour fermé.

*Cas de la conduite commune à deux mailles contiguës.* — Soit deux mailles contiguës (fig. 341) :

AEFD ou maille I

EBCF ou maille II

La conduite EF est commune aux deux mailles. On peut la considérer comme faisant partie de l'une ou de l'autre maille.

Si elle est considérée comme faisant partie de la maille I et, pour un sens supposé de l'écoulement dans EF donné par la flèche, le débit  $q$  qui parcourt cette conduite devra, d'après les conventions de signe, être affecté du signe positif.

Si elle est considérée comme faisant partie de la maille II, on doit, dans les mêmes conditions, affecter le même débit  $q$  qui parcourt EF, du signe négatif.

En conséquence, nous pouvons énoncer que, pour l'observateur placé dans la maille I, le débit  $q$  qui parcourt EF, *considéré comme faisant partie de cette maille*, doit être affecté du signe contraire à celui qu'il possède dans la maille adjacente prise isolément.

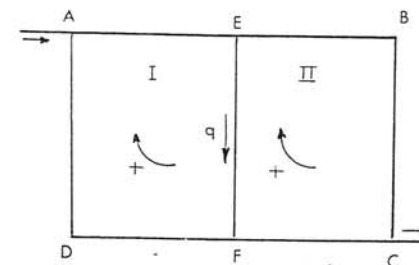


FIG. 341. — Cas de la conduite commune EF.

Or, ce qui est vrai pour les débits est également vrai pour les rectifications  $\Delta q$  qui affectent, avec des signes positifs ou négatifs, les débits propres à chaque maille. En particulier, si  $\Delta q_{II}$  est la valeur absolue de la rectification de débit calculée pour la maille II prise isolément, nous pouvons énoncer :

Pour l'observateur placé dans la maille I, la rectification de débit  $\Delta q_{II}$  qui affecte EF considéré comme faisant partie de cette maille, devra être prise avec le signe contraire à celui qu'elle possède dans la maille II adjacente prise isolément.

Il est évident que, de plus, EF devra être affecté de la rectification de débit  $\Delta q_I$  prise avec son signe, comme il sera fait pour toutes les conduites de la maille I.

Illustrons ce qui précède par un exemple et supposons qu'au cours de la première correction de débit, on ait trouvé :

$$\text{— pour la maille I : } \Delta q_I = - 2 \text{ l/s,}$$

$$\text{— pour la maille II : } \Delta q_{II} = + 3 \text{ l/s.}$$

Le débit initial  $q$  qui parcourt EF considéré comme appartenant à la maille I doit être corrigé :

1° de la valeur  $\Delta q_I = - 2 \text{ l/s}$ ; cette correction affectera, notamment, toutes les conduites de la maille I;



à l'intérieur d'une maille simplifie le problème et nous savons, par ailleurs, calculer un tel réseau.

Si l'on désirait pousser le problème plus avant, il pourrait être examiné la répercussion, sur l'équilibre général des mailles, d'une alimentation des conduites intérieures par leurs deux extrémités, par exemple.

Dans la pratique, on pourra laisser fermés les robinets supposés comme tels dans les calculs; ils seraient ouverts en cas de nécessité (incendie, réparations).

Pour des villes de moyenne importance, les conduites constituant les grandes mailles font également, en général, du service en route.

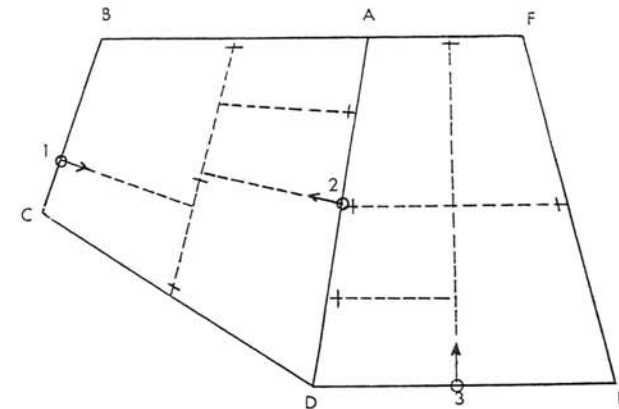


FIG. 342. — Grandes mailles et réseaux ramifiés.

#### b) Application (voir planche XXXI en dépliant).

Soit le réseau défini par le schéma I où sont portés les débits nécessaires à chaque tronçon de conduite.

Nous avons indiqué, en traits pleins, le contour des quatre mailles principales, numérotées 1, 2, 3 et 4 et, en pointillé, les conduites secondaires.

Les conduites de chaque maille font du service en route (le débit a été indiqué sur chaque tronçon) et, de plus, alimentent les conduites secondaires des réseaux ramifiés intérieurs. Choisissons comme extrémités d'alimentation de ces réseaux celles qui sont les plus éloignées du réservoir (points W, S, Z et Q) de façon à équilibrer, en gros, de part et d'autre de ces points, les débits circulant en sens opposés. Supposons, en première approximation que chacune de ces alimentations s'effectue par moitié de part

et d'autre de l'extrémité considérée. Il est donc possible d'indiquer un sens supposé de l'écoulement, duquel il résulte, de proche en proche, la répartition des débits qui figure au schéma 2.

Nous pouvons donc établir l'étude en première approximation représentée par le tableau de la planche XXXI et, avec les débits trouvés précédemment résultant du schéma 2, affectés du signe convenable correspondant, il est possible de déterminer, à l'aide des tables, les diamètres des conduites conduisant à des vitesses raisonnables d'écoulement ( $k = 2 \cdot 10^{-3}$ ).

Pour la bonne présentation des calculs, la désignation des tronçons a été faite en commençant par le point d'entrée de l'eau dans la maille et en adoptant un sens de rotation qui peut être différent du sens d'orientation de la maille. La première lettre du tronçon désigne le côté amont et la deuxième le côté aval de l'écoulement.

La méthode HARDY-CROSS va nous permettre de vérifier si ces débits sont satisfaisants par considération des pertes de charge le long de chaque contour fermé et des pressions au sol ainsi obtenues.

A cet effet, les pertes de charge  $j_0$  sont calculées dans chaque tronçon, ce qui donne lieu à des pertes de charge totales  $J_0$ , que l'on affecte du même signe que les débits selon la règle donnée plus haut et par considération du sens d'écoulement fixé d'après l'hypothèse faite sur l'emplacement des points de départ W, S, Z et Q.

Le rapport  $\frac{J_0}{Q_0}$ , qui est toujours positif, est ensuite calculé ( $J$  en m et  $Q$  en  $m^3/s$ , d'où la valeur  $10^{-3}$  portée au dénominateur de  $\Delta q$  exprimé en l/s). Chaque maille est ainsi calculée séparément et la valeur de  $\Delta q_0$  est trouvée d'après la formule donnée plus haut.

Les corrections à apporter à la valeur estimée en première approximation des débits sont divisées en deux :

— celles propres à la maille considérée, avec le signe de  $\Delta q_0$  de ladite maille;

— celles propres à la maille adjacente, en ce qui concerne les conduites communes à deux mailles, avec le signe contraire à celui de  $\Delta q_0$  calculé pour la maille adjacente.

Il suffit de faire la somme algébrique de ces corrections et de l'ajouter au débit  $Q_0$  pour avoir le nouveau débit  $Q_1$ .

Les mêmes opérations sont recommencées avec  $Q_1$ , puis on poursuit les approximations jusqu'à ce que les valeurs de  $\Delta q$  soient voisines de zéro (pratiquement, on prend  $\Delta q = 0$  quand  $\Delta q < 0,40$ ) et jusqu'à ce que les pertes de charge sur le contour fermé soient inférieures à 0,50 m environ.

Les calculs sont assez longs, mais ne présentent pas de difficultés. Des auteurs ont présenté des variantes qui permettent de les abréger. Nous ne les mentionnerons pas ici.

Une fois obtenu l'équilibre des mailles, ce qui conduit au schéma 3, il reste à calculer les réseaux ramifiés intérieurs et à vérifier la condition d'incendie. Dans l'exemple traité, ces deux points n'ont pas été examinés car ils ne présentent aucune difficulté particulière.

On complète enfin le tableau par le calcul de la pression au sol.

Ce calcul s'effectue en prenant comme point de départ le point d'arrivée de l'eau dans la maille. En suivant les cheminements possibles de l'écoulement, guidé par les flèches, on déduit, à chaque fois, la valeur de la perte de charge totale lue sur la ligne correspondante. On s'arrête au point alimenté également par le sens opposé.

Le même processus est utilisé pour le cheminement dans l'autre sens. La différence de pression au sol au point de rencontre des deux écoulements opposés est égale à l'écart  $J$  calculé pour la maille.

#### EXEMPLE.

Maille I. - 1<sup>er</sup> départ : point I.

Calculons successivement les pressions au sol en H, T, G et W en partant de la première ligne du tableau (ligne IH) et en descendant, ensuite.

2<sup>e</sup> départ : point I.

Calculons successivement la pression au sol en J, F et W en partant de la dernière ligne du tableau (ligne IJ) et en remontant, ensuite.

Nous trouvons, ainsi, en W, un écart de 45,69 — 45,36, soit 0,33 m, qui est la valeur trouvée pour  $J_2$  (2<sup>e</sup> correction).

Nous signalons à l'attention du lecteur que le calcul d'un réseau maillé quelque peu complexe peut être résolu rapidement en ayant recours à l'ordinateur. Dès lors, on peut, pour obtenir une meilleure précision, considérer des mailles élémentaires plus ténues au lieu des grandes mailles que nous avons envisagées dans le but de simplifier le travail du calculateur.

## XII. — Cas de service en route sur la conduite de refoulement

En vue de limiter les dépenses de premier établissement, et pour les agglomérations de faible importance, il pourra être fait appel, parfois, à un service en route en raccordant les branchements d'abonné sur la conduite de refoulement. Les abonnés risquent, toutefois, avec cette disposition,



d'avoir, sur leurs branchements, des pressions variables, parfois très élevées, pouvant occasionner des fuites ou un mauvais fonctionnement des appareils ménagers (chauffe-eau, par exemple). De surcroît, ils ne sont pas à l'abri des conséquences d'un arrêt brusque de l'écoulement. En tout état de cause, un service en route sur le refoulement entraîne une marche irrégulière des pompes puisque les pertes de charge varient avec la consommation des usagers. Un moindre mal consisterait à prévoir l'exploitation de façon à remplir le réservoir de nuit et à utiliser, dans la journée, la conduite de refoulement en distribution en équipant le réservoir en conséquence (voir page 337).

### XIII. — Branchements particuliers d'abonnés

#### a) Débit.

Les branchements d'abonnés doivent être établis en fonction du débit nécessaire à l'alimentation de l'immeuble.

A cet effet, nous donnons ci-après le tableau de quelques débits de base des appareils intérieurs tels qu'ils sont indiqués à la norme NF P 41-204.

	débit minimal en l/s
— Évier .....	0,2
— Lavabo .....	0,1
— Lavabo collectif .....	0,05
— Bidet .....	0,1
— Baignoire .....	0,35
— Douche .....	0,25
— WC avec chasse .....	0,1
— Buanderie .....	0,4

Par ailleurs, la norme précise que, pour un nombre donné A d'appareils dans un immeuble, le coefficient  $k$  de simultanéité de fonctionnement est donné par la formule :

$$k = \frac{1}{\sqrt{A - 1}}$$

*Exemple.* — Soit un immeuble comportant 90 appareils d'un débit moyen de 0,15 l/s chacun. On a :

$$k = \frac{1}{\sqrt{89}} = 0,105 \text{ environ}$$

Le branchement devra donc être calculé pour un débit de :

$$90 \times 0,15 \times 0,105 = 1,4 \text{ l/s}$$

#### b) Pression.

Nous avons vu qu'il était indispensable d'assurer, sur le point de puisage le plus élevé, une pression minimale de 3,00 mètres d'eau (ou de 5,00 m dans le cas de chauffe-eau instantané).

Il y a lieu de tenir compte, en outre (fig. 343) :

— des pertes de charges  $J_1$  dans le compteur. D'après le calibre du compteur, la perte de charge correspondante pour le passage du débit de pointe dans le branchement peut être déterminée;

— des pertes de charge  $J_2$  dans le branchement lui-même et la colonne montante de l'immeuble.

Nous devons donc avoir, si  $N$  est l'altitude, en mètres, de l'orifice le plus élevé et si  $p_z$  est la cote piézométrique minimale de la conduite publique au droit du raccordement du branchement :

$$(N + 3) + J_1 + J_2 \leq p_z$$

ou  $(N + 5) + J_1 + J_2 \leq p_z$

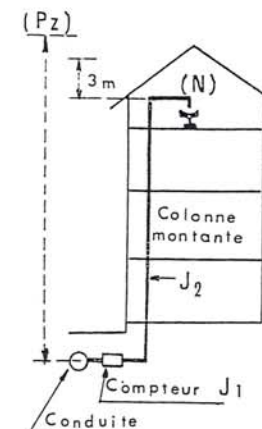


FIG. 343. — Pression au droit d'un immeuble.

### XIV. — Alimentation des immeubles très élevés

#### a) Principe.

La construction en hauteur pose un problème particulier pour l'alimentation des abonnés habitant les grands ensembles.

Ordinairement, et c'est le cas pour Paris, la pression au sol disponible est de l'ordre de 30,00 m et l'on conçoit que cette pression soit insuffisante pour l'alimentation d'immeubles de 15 ou 20 étages, voire plus...

Il est nécessaire alors d'avoir recours à une alimentation mixte, composée de la manière suivante (les frais de cette installation sont à la charge du propriétaire de l'immeuble) :

Le branchement d'immeuble alimente :

- les étages pouvant être desservis directement par la pression du réseau;
- un appareil surpresseur refoulant sur un réservoir métallique à partir duquel la colonne montante desservira les étages supérieurs.

Le schéma est alors celui indiqué sur la figure 344.

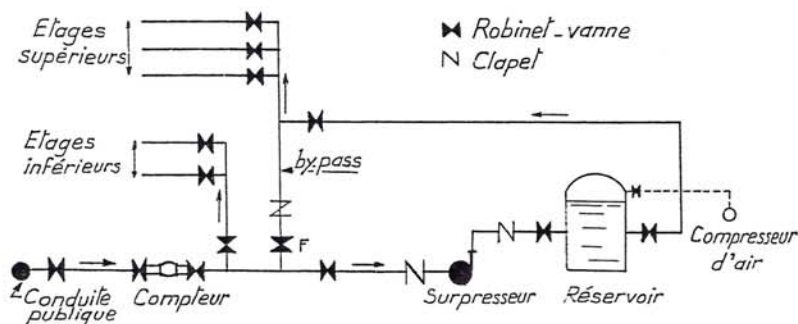


FIG. 344. — Schéma d'installation pour un immeuble élevé.

Un by-pass permet, éventuellement, et dans toute la mesure du possible, d'alimenter en partie les étages hauts en cas d'avarie sur le groupe surpresseur. On dispose, pour cela, les robinets et clapets nécessaires.

Toute installation de ce genre doit faire obligatoirement l'objet d'un agrément du Conseil départemental d'hygiène, après avis des services compétents.

Dans les installations importantes, plusieurs groupes électro-pompes surpresseurs peuvent être prévus en parallèle, tout comme dans une station de pompage ordinaire. On peut disposer, également, selon l'importance de l'immeuble, plusieurs réservoirs en parallèle.

L'aspiration de la pompe est raccordée directement sur le branchement de l'immeuble, de sorte que la pompe bénéficie, sur son aspiration, de la pression du réseau. Des dispositifs (contacteurs manométriques) sont prévus sur le branchement pour couper le courant électrique en cas de baisse anormale de pression ou de manque d'eau sur la conduite publique.

Parfois, le groupe électro-pompe aspire dans un bac intermédiaire alimenté par le branchement et c'est un système de robinet-flotteur qui commande le fonctionnement du groupe. D'une manière générale, les réservoirs d'immeubles doivent satisfaire aux prescriptions imposées par le règlement sanitaire départemental (voir page 395).

L'eau en provenance de la pompe s'accumule dans un réservoir, occupé à sa partie supérieure, par de l'air sous la pression de refoulement de la

pompe. Cette pression variera entre deux valeurs  $M$  et  $m$  correspondant à un maximum et à un minimum tels que (fig. 345) :

— la pression  $m$  devra encore être suffisante pour pouvoir alimenter à la pointe les orifices de puisage les plus élevés;

— le volume  $U$  d'eau accumulé, et égal à la différence des volumes  $U_0$  et  $U_1$  occupés par l'air entre les pressions  $m$  et  $M$ , devra être tel que, dans les conditions les plus défavorables de fonctionnement, et en vue de maintenir en bon état les installations électriques de démarrage du groupe, le nombre de démarrages dans l'heure restera modéré.

Le groupe se mettra en marche dès que la pression dans le réservoir descendra à la valeur  $m$  et s'arrêtera avec la pression maximale  $M$ .

L'écart entre  $M$  et  $m$  se tiendra entre 1 et 2 bars afin de ne pas surcharger exagérément les canalisations et la robinetterie intérieures de l'immeuble (2 bars constituent déjà un écart exceptionnel).

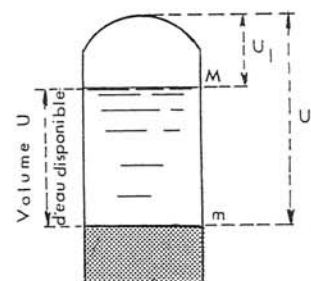


FIG. 345. — Réservoir d'air sous pression.

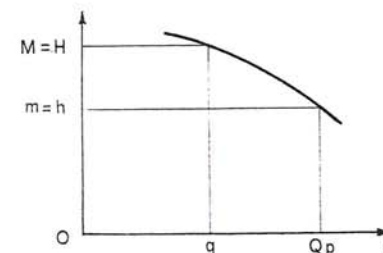


FIG. 346. — Courbe QH de la pompe en fonction des conditions à satisfaire.

#### b) Calcul d'un réservoir d'air.

La pompe doit être capable de refouler le débit de pointe  $Q_p$  à une hauteur  $h$ , correspondant au point le plus haut à desservir et compte tenu de toutes les pertes de charge sur la colonne montante. Cette hauteur  $h$  équivaut donc à la pression minimale  $m$  dans le réservoir d'air (fig. 346).

La pompe doit, en outre, être choisie de façon que sa caractéristique corresponde à un rendement encore acceptable pour la hauteur  $H$ , qui équivaut à la pression maximale  $M$  de l'air dans le réservoir. Pour cette valeur de  $M$  (ou de  $H$ ), le débit refoulé est  $q < Q_p$ .

En conséquence, les débits refoulés varieront de  $q$  à  $Q_p$  selon les pertes de charge rencontrées dans les tuyauteries et résultant des variations de consommation des abonnés.



Dans ces conditions, l'alimentation de l'immeuble peut être assurée comme suit :

— la pompe arrêtée : par utilisation du volant d'eau  $U$  compris entre les niveaux  $m$  et  $M$ ;

— la pompe en marche : le débit pouvant varier entre  $q$  et  $Q_m$ , il sera commode de raisonner avec un débit moyen  $Q_m$ , dont on calculera plus loin une valeur approchée.

Si le débit demandé  $Q$  est inférieur à  $Q_m$ , le réservoir continuera néanmoins de se remplir jusqu'au niveau maximal  $M$ , mais avec un débit réduit ( $Q_m - Q$ ).

Si le débit demandé  $Q$  est supérieur à  $Q_m$ , le débit de la pompe s'alignera sur le débit  $Q$  : la pompe débitera alors directement dans le réseau de l'immeuble et le niveau, dans le réservoir, restera sensiblement constant.

Le calcul des réservoirs d'air a fait l'objet d'une étude très intéressante de M. VALIBOUSE <sup>(1)</sup> concernant plus particulièrement les installations d'irrigation. Elle peut être transposée au cas des réservoirs d'air équipant les grands immeubles.

Le groupe électro-pompe fonctionne par intermittence.

Au moment où la consommation est faible, le volant d'eau du réservoir peut suffire pendant quelques heures; mais, à certains moments, on assistera à des vidanges et des remplissages du réservoir qui donneront lieu à autant de démarrages du groupe. Or, pour la bonne tenue du matériel, il faut limiter le nombre de ces démarrages et le calcul du réservoir sera basé sur un écart de temps de 10 minutes, par exemple, entre deux démarrages et dans les conditions les plus défavorables. Ces dernières se présenteront lorsque le réservoir sera susceptible de se remplir, puisqu'il en résultera un arrêt du groupe quand  $H$  sera atteint, donc un redémarrage éventuel, ensuite. En conséquence, cela se produira quand le débit demandé  $Q$  sera inférieur à  $Q_m$ .

Sur les bases ci-dessus, le temps qui s'écoule entre deux démarrages successifs comportera :

— le temps de la vidange du volume  $U = U_0 - U_1$ ;

— le temps de la reconstitution de ce volume au débit de ( $Q_m - Q$ ).

Supposons  $Q$  constant.

Temps de vidange. — Il est donné par :

$$t = \frac{U_0 - U_1}{Q}$$

<sup>(1)</sup> Revue « L'Eau » de février 1961.

L'application de la loi de MARIOTTE au volume d'air emprisonné dans le réservoir donne (fig. 345) :

$$U_0 (m + 1) = U_1 (M + 1)$$

( $m$  et  $M$  étant exprimés en bars et la loi de MARIOTTE faisant intervenir les pressions absolues).

On en déduit :

$$t = \frac{U_0}{Q} \frac{M - m}{M + 1} \quad (79)$$

Temps de reconstitution du volant d'eau  $U$ . — Le débit refoulé étant de ( $Q_m - Q$ ), on a, de même :

$$t' = \frac{U_0}{Q_m - Q} \frac{M - m}{M + 1} \quad (80)$$

La somme des temps  $t$  et  $t'$ , soit  $T$ , s'obtient en additionnant les expressions (79) et (80) :

$$T = U_0 \frac{M - m}{M + 1} \left( \frac{1}{Q} + \frac{1}{Q_m - Q} \right)$$

En dérivant par rapport à  $Q$ , nous trouvons que le minimum de temps entre deux démarrages a lieu quand :

$$Q = \frac{Q_m}{2}$$

ce qui donne lieu à une valeur  $\Theta$  pour cet écart de temps :

$$\Theta = U_0 \frac{M - m}{M + 1} \frac{4}{Q_m} \quad (81)$$

En conséquence, en se fixant la valeur de  $\Theta$ , on trouvera la valeur de  $U_0$  :

$$U_0 = \frac{\Theta}{4} \frac{M + 1}{M - m} Q_m$$

Avec  $\Theta = 10$  minutes, soit  $1/6$  d'heure,  $Q_m$  étant exprimé en  $m^3/h$  :

$$U_0 = \frac{Q_m}{24} \frac{M + 1}{M - m} \quad (82)$$

Pour cette valeur de  $U_0$ , le volant  $U$  disponible, égal à  $U_0 - U_1$  et, aussi, à :

$$U = U_0 \frac{M - m}{M + 1}$$

s'exprime par :

$$U = \frac{\Theta}{4} Q_m \quad (83)$$

ou :

$$U = \frac{Q_m}{24} \quad (84)$$

en prenant pour  $\Theta$  la valeur 10 mn.

Nous constatons que  $U$  augmente avec  $(M - m)$ ; mais, comme, du point de vue pression, nous sommes limité, le volume d'eau disponible sera relativement peu important et ne représentera qu'un faible pourcentage (20 % au maximum) de la capacité du réservoir.

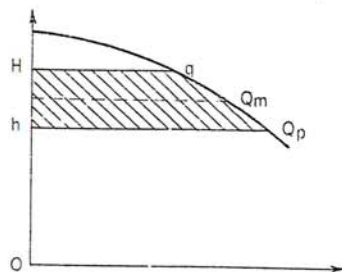


FIG. 347. — Détermination du débit moyen  $Q_m$ .

*Calcul de la valeur  $Q_m$ .* — Si l'on assimile la courbe caractéristique de la pompe à une parabole passant par les points  $(q, H)$  et  $(Q_p, h)$  et ayant pour axe l'axe OH (fig. 347),  $Q_m$  aura pour valeur le quotient de l'aire hachurée de la figure par la différence  $(H - h)$ . Cette aire est la différence des aires de deux segments paraboliques et on a :

$$Q_m = \frac{2}{3} \frac{Q_p^3 - q^3}{Q_p^2 - q^2} \quad (85)$$

### c) Réalisation pratique et application.

Les réservoirs d'air étant ordinairement aménagés en sous-sol, leurs dimensions sont telles que leur mise en place ou leur dépose éventuelle puissent s'effectuer commodément.

Leur capacité est d'environ 1 000 l ( $\varnothing = 0,80$  m,  $h = 2,20$  m). Par ailleurs, il faut réserver, dans le fond, une tranche d'eau suffisante pour

recouvrir les canalisations de départ et d'arrivée. Le volume ainsi neutralisé est d'environ 100 litres.

En conséquence, pour une capacité de 1 000 l :

$$U_0 = 1\,000 - 100 = 900 \text{ l}$$

*Application.*

Débit de pointe : 9 m<sup>3</sup>/h.

Conditions de pression à réaliser :  $M = 6,5$  bars,

$$m = 5 \text{ bars.}$$

Supposons que la courbe de la pompe donne, pour  $M$ , une valeur  $q = 3$  m<sup>3</sup>/h.

$$\text{Expression (85) : } Q_m = \frac{2}{3} \times \frac{9^3 - 3^3}{9^2 - 3^2} = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Expression (82) : } U_0 = \frac{6,5}{24} \times \frac{6,5 + 1}{6,5 - 5} = 1,4 \text{ m}^3 \text{ environ.}$$

Il faudra donc :

— soit, deux réservoirs de 800 litres ( $700 + 100$ ) disposés en parallèle; le volant disponible pour l'ensemble des deux réservoirs étant de :

$$\text{Expression (84) : } U = \frac{6,5}{24} = 0,270 \text{ soit } 270 \text{ l}$$

c'est-à-dire 17 % de la capacité totale;

— soit, deux réservoirs standard de 1 000 litres :

$$U_0 = 2 \times 0,900 \text{ m}^3$$

Avec cette disposition, on améliore l'écart de temps entre deux démarrages, qui devient, d'après l'expression (81) :

$$\Theta = 2 \times 0,900 \times \frac{1,5}{7,5} \times \frac{4}{6,5} = 13 \text{ mn environ, ou } \frac{13}{60} \text{ d'heure}$$

$$\text{et } U = \frac{13}{4 \times 60} \times 6,5 = 0,350$$

soit 350 l pour les deux réservoirs (expression (83)).

Notons, enfin, que, par sécurité, il peut être prévu un réservoir de secours.



*Nota.* — Si l'aspiration de la pompe est directement raccordée en un point du réseau de cote piézométrique minimale  $z$ , il y a lieu d'en tenir compte dans le choix de la pompe et dans le calcul du réservoir, car le refoulement ne s'effectuera que sur une hauteur égale à la différence entre l'altitude  $A$  du point le plus haut à desservir et  $z$ .

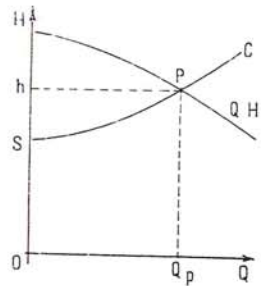


FIG. 348. — Cas d'une pompe raccordée sur le réseau.

Il suffira donc de tracer la caractéristique  $C$  de la colonne montante de l'immeuble à partir d'un point  $S$  tel que (fig. 348) :

$$OS = A - z$$

$C$  devra couper la caractéristique de la pompe au point  $P$  correspondant au débit de pointe  $Q_p$ , cette caractéristique étant rapportée à l'axe  $OQ$  (aspiration sous pression).

## XV. — Application de la formule $q = P + 0,55 Q$ au problème du réservoir d'équilibre

### a) Principe.

Le réservoir d'équilibre a pour but, nous l'avons vu (page 324), de porter secours au réservoir principal en assurant une pression convenable dans toute la zone que ce dernier n'est pas en mesure de desservir. L'étendue de cette zone étant connue, la capacité  $C$  souhaitable de la cuve de renfort peut être calculée.

Or, le réservoir d'équilibre se situant en extrémité de conduite, et cette dernière devant assurer également un service en route, la formule :

$$q = P + 0,55 Q$$

établie page 359 peut s'appliquer à ce problème, le réservoir recevant, éventuellement, un débit d'extrémité  $P$  et la conduite distribuant, le cas échéant et simultanément, un débit total  $Q$  que l'on supposera, par la suite, uniformément réparti.

### b) Altitude du réservoir d'équilibre. - Modalités de remplissage.

Il importe que le réservoir soit rempli aux premières heures de la matinée et, comme le service en route est très réduit pendant la nuit, sinon nul, c'est pendant la nuit que le remplissage sera surtout effectif.

On tablera donc, en principe, sur le remplissage de nuit pour déterminer en première approximation les caractéristiques principales de l'installation et on aura :

$$P = \frac{C}{t}$$

si  $t$  est le temps arbitrairement choisi pour le remplissage.

Ce sera, toutefois, l'hypothèse maximale car nous verrons, plus loin, qu'un remplissage de jour peut avoir lieu.

Dans le cas où il existerait, de nuit, un service en route  $Q$  sur la conduite de liaison, on enregistrerait, à l'extrémité de celle-ci, la même perte de charge que celle produite par le passage d'un débit  $q_r$  d'extrémité égal à :

$$q_r = P + 0,55 Q \quad (86)$$

Cette valeur de  $q_r$  va permettre de déterminer l'altitude de la cuve d'équilibre. Il suffit de tracer la caractéristique de la conduite de liaison de diamètre  $D$  et de longueur  $L$  correspondant à une situation supposée en première approximation de la cuve d'équilibre et de mener une verticale passant par  $q_r$  qui coupera la caractéristique en un point donnant la dénivellation à réaliser entre les deux réservoirs (fig. 349). Si la valeur ainsi trouvée

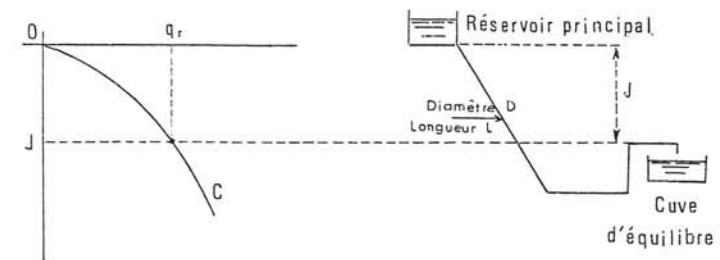


FIG. 349. — Détermination de l'altitude de la cuve d'équilibre.

en première étude ne convient pas et que, par exemple, l'altitude de la cuve soit telle que les pressions à atteindre ne seront pas satisfaites, la caractéristique fait ressortir qu'il faudra, soit augmenter le diamètre  $D$  de la conduite de liaison, soit reconsidérer le temps de remplissage dans le sens d'une diminution de  $q_r$ . Une fois  $J$  fixé,  $q_r$  reste constant.

Mais, un remplissage plus ou moins important de la cuve d'équilibre peut également avoir lieu dans la journée. En effet, en sortant la valeur de  $P$  de la formule (86), on a :

$$P = q_r - 0,55 Q \quad (87)$$

Un remplissage est donc possible pour  $P > 0$ , soit pour :

$$Q < \frac{q_r}{0,55} \quad \text{ou} \quad Q < 1,8 q_r$$

Or, le réservoir d'équilibre est un ouvrage de complément d'une installation existante et, par conséquent, les statistiques doivent permettre (d'où l'utilité des dispositifs de comptage) d'établir un tableau donnant la répartition, dans la journée, en fonction du débit moyen  $a$ , des débits  $Q$  de distribution.

Supposons, par exemple, la répartition ci-dessous ; soit  $a = 50$  l/s et  $q_r = 35$  l/s. Les périodes de remplissage se produiront pour :

$$Q < 1,8 \times 35 \quad \text{ou} \quad Q < 63 \text{ l/s}$$

et les débits de remplissage seront donnés par la formule (87).

	0 h	6 h	7 h	11 h	16 h	18 h	21 h	30	24 h
Répartition des débits	0,08 a	a	3 a	0,51 a	3 a	0,51 a	0,08 a		
Débits totaux Q de distribution (en l/s)	4	50	150	25,5	150	25,5	4		
Périodes de remplissage cuve d'équilibre ( $Q < 63$ )									
Débits de remplissage l/s	32,8	7,5	»	21	»	21	32,8		
Distribution		»	$Q_2$	»	$Q_2$	»	»		

Il reste donc à trouver la valeur du débit de distribution  $Q_2$ .

### c) Recherche du point de partage d'influence des deux réservoirs.

Lorsque  $Q > 1,8 q_r$ , chaque réservoir débite dans le réseau et il y a lieu de rechercher la répartition  $Q_1$  et  $Q_2$  des débits fournis respectivement par le réservoir principal et le réservoir d'équilibre, sachant, de plus, que  $Q_1$  est supposé réparti sur  $L_1$  et  $Q_2$  sur  $L_2$  ( $Q_1 + Q_2 = Q$  et  $L_1 + L_2 = L$ ). La pression minimale  $H$  au sol est-elle atteinte dans ce cas ?

Le point de partage d'influence des deux réservoirs est un point à débit réel d'extrémité nul, puisque tout le débit se trouve distribué en route, de part et d'autre. Mais la perte de charge totale en ce point est la même que celle produite par le passage, à l'extrémité des tronçons  $L_1$  et  $L_2$ , des débits fictifs  $q_1$  et  $q_2$  tels que, puisque  $P = 0$  :

$$q_1 = 0,55 Q_1$$

$$q_2 = 0,55 Q_2$$

étant entendu que nous devons avoir, également :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{L_1}{L_2} \quad (88)$$

Tout se passe comme si nous recherchions, sur la conduite de liaison, la position d'un branchement hypothétique qui fournirait un débit  $q = q_1 + q_2$ , avec la condition (88), la conduite n'assurant, par ailleurs, aucun service en route. La solution graphique suivante apparaît alors comme étant la mieux adaptée à ce genre de problème.

Dans un système de coordonnées QH (fig. 350), traçons, à partir du réservoir principal et vers la droite, les caractéristiques de la conduite

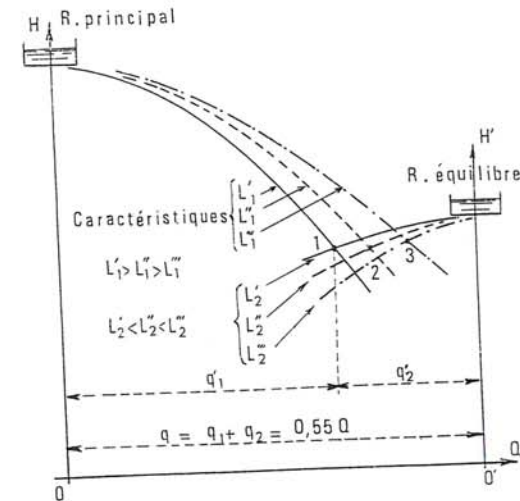


FIG. 350. — Solution graphique.

correspondant à des tronçons de longueurs  $L_1'$ ,  $L_1''$ ,  $L_1'''$ , etc., de cote ronde, par exemple. A une distance horizontale égale à  $q_1 + q_2 = 0,55 Q$  de l'axe des H ( $Q$  étant le débit total de distribution, soit 150 l/s dans l'exemple ci-dessus), élevons une verticale  $O'H'$  et, à partir du réservoir d'équilibre, traçons, vers la gauche, le faisceau des caractéristiques des tronçons de longueurs  $L_2'$ ,  $L_2''$ ,  $L_2'''$ , etc., complémentaires de  $L_1'$ ,  $L_1''$ ,  $L_1'''$  et qui recoupe les courbes précédentes en 1, 2, 3, etc...

Il y a, ainsi, une infinité de points tels que 1, 2, 3 ; mais, il n'y en aura qu'un seul qui répondra, de plus, à la condition (88). Pour trouver ce point, on relèvera, sur le graphique, les valeurs  $q_1'$ ,  $q_1''$ ,  $q_1'''$  et  $q_2'$ ,  $q_2''$ ,  $q_2'''$  aux points de rencontre 1, 2, 3 et on reportera, sur un autre graphique



ayant pour axes  $q_1/q_2$  et  $L_1/L_2$  gradués selon la même échelle, les valeurs correspondantes calculées en 1, 2, 3 que l'on réunira finalement par une courbe (fig. 351). La bissectrice des axes coupera cette courbe en A, traduisant ainsi la condition de proportionnalité (88). Il ne restera qu'à transformer les débits fictifs  $q$  en débits réels  $Q$  qui sortiront des réservoirs :

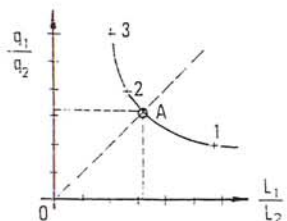


FIG. 351. — Détermination du point de partage d'influence.

$$Q_1 = 1,8 q_1 ; \quad Q_2 = 1,8 q_2$$

Le tableau du § b pourra donc être complété par la valeur de  $Q_2$ .

La perte de charge totale au point de partage se lira directement sur le graphique et la pression  $H$  au sol s'en déduira aisément.

#### d) Vérification du remplissage.

Nous avons, maintenant, tous les éléments pour établir la marche du réservoir d'équilibre. Il est bon de vérifier le remplissage ainsi qu'il suit.

Nous supposons la cuve pleine à 7 heures, le matin, et nous envisagerons, successivement, en nous aidant du tableau du § b complété par la valeur de  $Q_2$ , les débits nécessaires à la distribution, puis les apports de jour et de nuit. Nous devons retrouver, en définitive, le volume correspondant à la capacité de la cuve avant 7 heures, le lendemain ; il est prudent, en effet, de se réserver une marge de sécurité de quelques heures en prévision d'événements exceptionnels.

## XVI. — Appareils accessoires des réseaux

### Détails pratiques de fontainerie

Nous terminerons cette étude par un bref aperçu des appareils hydrauliques qui complètent l'équipement de tout réseau et donnerons quelques détails pratiques de fontainerie.

#### a) Robinets.

Nous en avons donné la description plus avant.

En principe, ces appareils seront posés en vue de permettre l'isolement des divers tronçons de canalisations. Nous les trouverons donc à chaque nœud de réseau ou sur le parcours d'une longue conduite afin d'avoir la faculté de réparer un bief accidenté tout en limitant la gêne ainsi occasionnée.

Un tel appareil pouvant être en position fermée, il en résulte, dans ce cas, une poussée sur la lentille qui peut provoquer un déboîtement des joints de la conduite sur laquelle il est posé. De toute façon, il n'est pas recommandé de transmettre cette poussée à la canalisation et, comme une réparation peut nécessiter la dépose d'un tuyau à l'aval de l'appareil, on conçoit qu'il soit nécessaire d'amarrer le robinet qui agit, en position de fermeture, à la manière d'une plaque pleine qui obturerait la conduite.

Tant que la poussée ainsi exercée n'est pas trop importante, le robinet peut être maintenu au moyen de colliers situés de part et d'autre du corps de l'appareil et solidement scellés dans le radier de la chambre à l'intérieur de laquelle il est posé. Quand la poussée est grande, le robinet doit faire l'objet d'amarrages particuliers au moyen de fers profilés ancrés dans le radier et la couverture de la chambre.

Rappelons que la manœuvre des robinets peut s'effectuer, soit de l'intérieur de la chambre, quand celle-ci est visitable, soit, plus généralement, à partir du sol, au moyen d'une clé dite à *béquille* qui s'engage, à l'une de ses extrémités, sur le *carré* de la vis de commande de la vanne. La clé est introduite dans une *bouche à clé* scellée dans le trottoir ou dans la fondation de la chaussée.

Notons, enfin, que dans les réseaux importants, il sera opportun de prévoir, en des points judicieusement déterminés, des vannes à commande électrique à distance dont le degré d'ouverture permettra d'assurer une régulation convenable du débit selon les besoins des quartiers à desservir. Il sera alors indispensable de pouvoir contrôler, à partir du pupitre de commande de l'installation, les effets des manœuvres ainsi effectuées à distance, ce qui nécessitera l'installation, à proximité de la vanne, d'un appareil déprimogène dont les indications seront transmises électriquement sur le tableau de contrôle.

#### b) Appareils hydrauliques.

Les appareils hydrauliques rencontrés en voirie urbaine sont les suivants :

- bouches de lavage,
- bouches d'arrosage,
- bouches d'incendie et poteaux d'incendie,
- fontaines.

Les bouches de lavage sont utilisées pour le lavage des caniveaux. Afin que ce lavage s'effectue par gravité, les bouches seront prévues en bordure de caniveau et au droit du point haut de la voie. Comme cet



emplacement coïncide généralement avec le point haut de la canalisation, ces appareils pourront remplacer la ventouse automatique dont le fonctionnement laisse parfois à désirer. Grâce à la manœuvre presque journalière de ces bouches, l'air pouvant s'accumuler dans la conduite se trouvera ainsi évacué plus sûrement.

Dans certaines grandes villes, on dispose également des bouches d'arrosage en vue de l'entretien des plantations en bordure des voies.

Les bouches d'incendie et poteaux d'incendie doivent être raccordés sur des canalisations capables de fournir au point correspondant un débit minimal de 17 l/s sous 0,600 bar. Les poteaux d'incendie peuvent comporter plusieurs prises secondaires, ce qui permet de brancher une ou deux lances de premier secours alimentées sous la pression du réseau en attendant l'arrivée de la moto-pompe qui sera branchée sur la prise principale. Les emplacements de ces appareils seront déterminés en accord avec le service départemental d'incendie. Remarquons que certaines bouches d'incendie sont équipées pour servir également à l'arrosage et au lavage.

Citons encore, comme appareils accessoires, les fontaines publiques dont certaines peuvent revêtir un aspect décoratif ou monumental.

Les appareils ci-dessus décrits sont ordinairement équipés d'un dispositif assurant leur incongelabilité.

### c) Branchements.

Tout branchement, qu'il soit destiné à l'alimentation d'un abonné ou d'un appareil hydraulique quelconque, peut être raccordé soit sur une conduite vide, soit sur une conduite en charge.

Sur conduite vide, le raccordement s'effectue sur la bride d'un té qui aura été disposé à l'emplacement voulu à l'occasion de la pose de la conduite ou sur un collier de prise. Dans ce cas, le robinet d'arrêt (ordinairement un robinet 1/4 de tour à deux brides), est installé en un point quelconque du branchement. Il est protégé, dans ces petits diamètres, par un coffre en fonte appelé tabernacle, lequel est surmonté d'un tube raccordé à la bouche à clé (fig. 352).

Sur conduite en charge, le raccordement s'effectue à l'aide d'un collier dit de prise en charge que l'on assujettit solidement par serrage au droit du percement à réaliser (fig. 353). Ce collier est muni d'un bossage fileté sur lequel est vissé un robinet 1/4 de tour, dit de prise, qui comporte une extrémité filetée, l'autre étant à bride. L'ouvrier introduit la mèche de la machine à percer par l'intérieur du robinet et, quand l'eau jaillit, il retire la mèche et ferme le robinet. Ce dernier, dans ce cas, est donc

obligatoirement installé à proximité de la conduite. Tout comme le robinet d'arrêt, le robinet de prise devra pouvoir être manœuvré de l'extérieur et comporter un tabernacle surmonté d'une bouche à clé. Le robinet de prise pourra être doublé d'un robinet d'arrêt disposé à l'emplacement voulu.

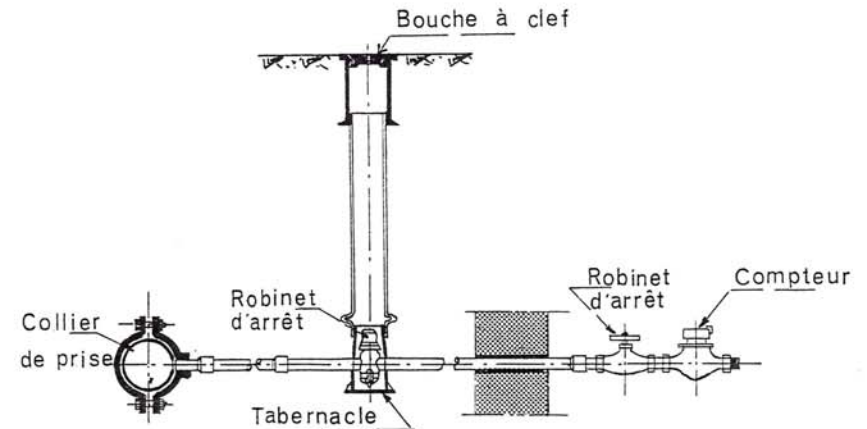


FIG. 352. — Prise sur conduite vide.

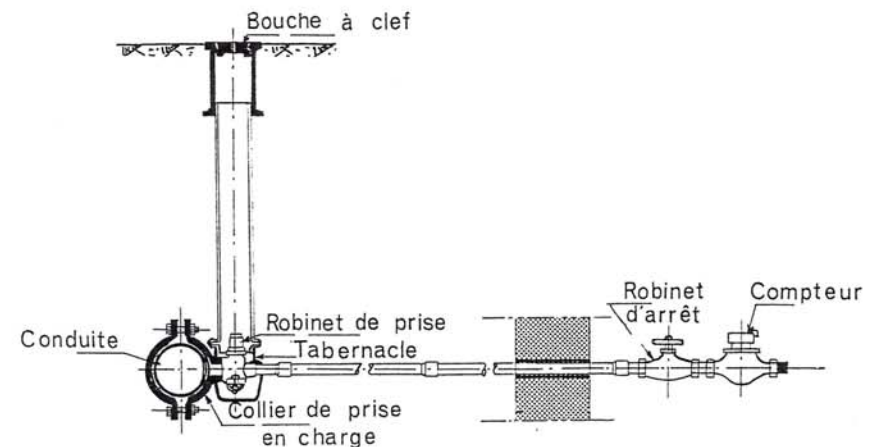


FIG. 353. — Prise sur conduite en service.

Dans les grandes agglomérations, où les conduites sont posées en égout, les branchements particuliers des immeubles sont également posés en galerie, cet ouvrage étant muré côté égout. Dans ce cas, la manœuvre des robinets s'effectue à partir de l'intérieur de cette galerie.



# 5. LÉGISLATION DES EAUX ÉTUDE D'UN AVANT-PROJET D'ALIMENTATION EN EAU POTABLE

Problèmes posés par l'accroissement  
de la consommation

---

## CHAPITRE PREMIER

### LÉGISLATION DES EAUX<sup>1</sup>

Après une très brève discrimination entre les eaux domaniales et les eaux non domaniales, nous examinerons plus particulièrement les textes existants concernant la dérivation et la protection des eaux destinées à l'alimentation publique et donnerons quelques indications sur la constitution d'un dossier en vue d'un captage et d'une adduction d'eau.

Rappelons qu'une loi récente, déjà évoquée précédemment, en date du 16 décembre 1964 (loi n° 64-1245) modifie le régime juridique des eaux en créant notamment les cours d'eau dits mixtes, dont nous dirons quelques mots. Elle impose, par ailleurs, nous l'avons vu dans le Tome 1, des règles sévères en vue de lutter contre la pollution de tous les cours d'eau.

D'un point de vue tout à fait général, les eaux destinées à l'alimentation des collectivités, de même que les ouvrages assurant leur écoulement, font partie du domaine public communal, et en tant que tels, sont, notamment, inaliénables.

Les municipalités peuvent assurer le service d'eau, soit par leurs propres moyens (régie directe ou intéressée), soit en ayant recours à un entrepreneur appelé concessionnaire.

#### 1. — Eaux domaniales

Ces eaux sont définies par la loi du 8 avril 1898 et concernent les cours d'eau et lacs domaniaux, c'est-à-dire, notamment :

- les fleuves et rivières navigables et flottables,
- les canaux de navigation et de flottage.

---

(<sup>1</sup>) Le *Journal Officiel* a publié un recueil réunissant tous les textes en vigueur concernant le régime de l'eau dans la brochure portant le n° 1327.

Aucun travail ne peut être exécuté sans autorisation sur l'emprise de ces voies d'eau. En particulier, s'il s'agit d'une prise d'eau brute en vue de l'alimentation d'une station de filtration, c'est le Service des Ponts et Chaussées (Service de la Navigation) qui sera chargé de l'instruction de la demande.

## II. — Eaux non domaniales

Ces eaux comportent : les eaux de source, les eaux souterraines ainsi que les cours d'eau dits non domaniaux.

Les eaux de source sont régies par le Code Civil, notamment par les articles 642 et 643 ci-après :

ART. 642. — « Le propriétaire d'une source a le droit d'usage dans les limites et besoins de son héritage. Il ne peut priver les usagers du fonds inférieur qui, depuis plus de trente ans, ont établi des ouvrages pour recueillir les eaux en provenance du fonds supérieur ».

ART. 643. — « Si la source forme un cours d'eau de caractère d'eaux publiques et courantes, le propriétaire ne peut la détourner de son cours naturel ».

Les eaux souterraines sont régies plus particulièrement par l'article 552.

ART. 552. — « La propriété du sol comporte propriété du dessus et du dessous ».

Si le propriétaire fait surgir de l'eau d'un puits ou forage, le fonds inférieur est tenu de la recevoir, sous réserve d'indemnité.

Un propriétaire qui creuse un puits sur son fonds ne fait que légitimement user de son droit de propriété; si le puits du voisin tarit de ce fait, il n'aura pas d'indemnité à lui verser, sauf si les travaux ont été faits par « malice pure ». Mais, s'il s'agit d'un puits ou d'un forage exécuté pour les besoins d'une commune, les conséquences pouvant en résulter peuvent, éventuellement, donner lieu à indemnité, à condition que le dommage ait été bien établi.

L'eau d'un cours d'eau non domanial n'appartient en propre à personne. Seules, la rive et la moitié du lit appartiennent aux propriétaires riverains. Un riverain qui est autorisé à puiser l'eau peut établir un barrage; il bénéficie de la servitude d'appui sur la rive opposée, bien que celle-ci ne lui appartienne pas. Une réglementation lui sera alors imposée par le Service du Génie Rural : plan d'eau à respecter à l'amont, repère au-dessous duquel il ne devra pas descendre, interdiction de lâchures ou éclusées intempestives, etc...

## III. — Les cours d'eau mixtes

L'article 35 de la loi précitée définit ces cours d'eau comme étant ceux pour lesquels le droit à l'usage de l'eau appartient à l'Etat, le lit appartenant aux riverains.

Le régime de ces cours d'eau tient donc, à la fois, des cours d'eau domaniaux et des cours d'eau non domaniaux.

Le classement d'un cours d'eau dans la catégorie mixte, comme son déclassement, sont prononcés par décret en Conseil d'Etat après enquête d'utilité publique.

## IV. — Textes relatifs à la dérivation et à la protection des eaux destinées à l'alimentation publique

### a) Principaux textes.

Ces textes sont actuellement nombreux; nous ne citerons que les plus importants :

— Décret-loi du 30/10/35 sur la déclaration d'utilité publique, modifié par ordonnance n° 997 du 23/10/58 complétée par les décrets 680 du 19/5 et 701 du 6/6/59 ainsi que par circulaire n° 58-75 du 10/12/58.

— Décrets-lois du 8/8/35, du 3/10/58 et du 21/4/59 sur la protection des eaux souterraines.

— Décret-loi du 30/10/35 sur le Code de la Santé Publique modifié par les décrets 55-512 du 11/5/55, 53-1001 du 5/10/53 et l'ordonnance 58-1265 du 20/12/58; cette dernière a été suivie d'arrêtés divers et, finalement, une circulaire en date du 15/3/62 à laquelle nous nous sommes déjà référé à propos des caractéristiques des eaux d'alimentation, donne des instructions d'ensemble pour l'application des différents textes.

— Textes divers relatifs à la restitution des eaux et à la protection des ouvrages transportant l'eau potable.

— Loi n° 64-1245 du 16 décembre 1964, sur le régime et la répartition des eaux et lutte contre leur pollution.

Nous examinerons ci-après leurs principales dispositions.

### b) Décret-loi du 30/10/35. - Déclaration d'utilité publique.

La dérivation des cours d'eau non domaniaux, des sources, nappes souterraines, en vue d'une alimentation publique nécessite obligatoirement une déclaration d'utilité publique. Celle-ci s'impose, lorsqu'à défaut d'accord amiable avec les propriétaires des terrains nécessaires à la réalisation du projet, la Collectivité doit recourir à l'expropriation. Elle est enfin obligatoire pour grever de servitudes, prévues par le décret du 30 octobre 1935 du Code de la Santé, les terrains compris à l'intérieur des périmètres de protection.



Cet acte déclaratif d'utilité publique peut être :

— soit un décret rendu en Conseil d'Etat si, au vu des avis émis, les conclusions du Commissaire ou de la Commission d'enquête sont défavorables au projet, ou si, même dans l'éventualité où les conclusions sont favorables, le projet prévoit l'adduction des eaux d'un bassin fluvial dans un autre, et si cette adduction porte sur un débit supérieur à  $1 \text{ m}^3/\text{s}$ .

— soit un arrêté ministériel ou interministériel si, les conclusions de l'enquête étant favorables, les travaux entraînent des expropriations ou, éventuellement, la dérivation des eaux dans un ou plusieurs départements autres que celui de l'expropriant;

— soit un simple arrêté préfectoral pour les autres cas.

#### *Cas des eaux souterraines.*

Toutes les fois que le débit à dériver en un même point atteindra  $20 \text{ l/s}$  et que des déclarations contraires au projet auront été portées au registre d'enquête, le Ministre de l'Agriculture devra être saisi avant la prise de l'arrêté par le Préfet (circulaire du 15 juin 1965 du Ministre de l'Agriculture). Cette circulaire donne toutes instructions utiles ainsi que des modèles d'arrêtés-types concernant toutes les dérivations d'eaux de source ou d'eaux souterraines entreprises dans un but d'intérêt général. Il y aura donc lieu de s'y référer chaque fois que l'on établira un projet de captage.

L'acte doit déterminer le volume d'eau maximal susceptible d'être prélevé et fixer les conditions auxquelles ce prélèvement est subordonné pour sauvegarder les intérêts généraux (indemnités aux usiniers, irrigants, etc...).

Quelle que soit l'importance du débit à dériver, l'enquête doit être étendue aux communes voisines et, à cet effet, l'Ingénieur en Chef du Service Hydraulique <sup>(1)</sup> doit être consulté avant l'ouverture de l'enquête.

#### *Cas des eaux d'un cours d'eau non domanial.*

Des dispositions ont été également prises concernant la dérivation des eaux d'un cours d'eau non domanial. Une circulaire ministérielle du 23 janvier 1970 (J.O. du 26/2/70) en fixe les modalités. Dans tous les cas, et quelle que soit l'importance du débit à dériver, il y a lieu de consulter, avant l'ouverture de l'enquête, le Chef du service départemental responsable de la police du cours d'eau considéré afin que, comme dans le cas ci-dessus, l'enquête puisse éventuellement être étendue au-delà des limites initialement prévues. Comme, par ailleurs, la dérivation en question a pour objet d'assu-

<sup>(1)</sup> Ce Service, précédemment confié aux Ponts et Chaussées, a été transféré, par décret n° 1449 du 24/11/62, au Génie Rural, dans tous les départements.

rer l'alimentation en eau d'une localité, il y a lieu de considérer aussi les répercussions entraînées par la délimitation des périmètres de protection. La consultation pourra alors se dérouler sous la forme de conférence interservices. La circulaire visée ci-dessus est accompagnée de modèles d'arrêtés-types.

Quant à la déclaration d'utilité publique proprement dite, elle comportera les opérations administratives ci-après :

1° Mise à l'enquête avec plan parcellaire <sup>(1)</sup>, plan d'avant-projet, mémoire descriptif et estimatif, avis du Conseil Départemental d'Hygiène, du Conseil Supérieur d'Hygiène de France. En particulier, le Conseil Supérieur d'Hygiène de France doit être saisi des projets d'alimentation en eau intéressant (décret n° 61987 du 24/8/61) :

— les villes tenues d'avoir un plan d'urbanisme en application des dispositions du décret n° 58-1463 du 31 décembre 1958;

— les groupements de communes et les communes lorsque leur population atteint, y compris, le cas échéant, la population saisonnière, 10 000 habitants et plus.

La mise à l'enquête est ouverte par arrêté préfectoral. Elle a lieu dans toutes les communes intéressées par le projet et celles éventuellement désignées par le Service Hydraulique.

2° Examen des observations présentées. Cet examen est effectué par le service instructeur, qui est celui chargé du contrôle du projet.

3° Intervention de l'acte déclaratif d'utilité publique. Cet acte intervenant au profit d'une commune, impose à celle-ci de laisser toute autre collectivité publique utiliser, moyennant indemnité, les ouvrages de prise quand le débit du point d'eau excède ses propres besoins (circulaire du 12/9/52 du Ministère de l'Agriculture).

La mise à la disposition des terrains sera ensuite effectuée, soit par acquisition amiable, soit en ayant recours à l'expropriation. Toutefois, préalablement à la déclaration d'utilité publique, les opérations immobilières devront être soumises au contrôle du Service des Domaines, ainsi qu'à celui de la Commission des opérations immobilières.

#### c) Restitution des eaux.

Au lieu d'indemniser les usiniers, irrigants et autres usagers des eaux des dommages pouvant être créés par la dérivation, l'acte déclaratif d'utilité publique peut prévoir l'obligation de restituer en eau puisée dans une rivière voisine l'eau prise aux sources.

<sup>(1)</sup> Lorsque l'expropriant est en mesure de déterminer avec précision les parcelles à exproprier, l'enquête parcellaire peut être faite en même temps que l'enquête préalable à la déclaration d'utilité publique.



Par exemple, la Ville de Paris a été autorisée à capter la majeure partie des sources de la Voulzie à condition de restituer, dans le lit de la rivière Voulzie, le débit pris aux sources, grâce à un prélèvement d'égale valeur puisé dans la Seine.

#### d) Décrets-lois sur la protection des eaux souterraines.

Devant l'appauvrissement de certaines nappes profondes en raison des pompages excessifs auxquels elles donnaient lieu, le législateur a été amené à élaborer les textes suivants :

— Décret-loi du 8/8/35 par lequel tout puits, forage ou sondage d'une profondeur supérieure à 80 m, exécuté dans les anciens départements de la Seine, Seine-et-Oise ainsi que dans le département de Seine-et-Marne doit faire l'objet d'une autorisation spéciale qui peut être accordée par le Préfet, après enquête de l'Ingénieur en Chef des Mines. Cette mesure vise, notamment, la protection de la nappe des sables du Soissonnais et de la nappe albienne.

— Décret du 22/5/44 portant obligation de déclarer, en Métropole, les travaux comportant une fouille supérieure à 10 m. Cette déclaration doit être faite à l'Ingénieur en Chef des Mines.

— Décret du 3/10/58 qui étend aux départements du Nord et du Pas-de-Calais les dispositions du décret-loi du 8/8/35 relatif à la région parisienne. Aucun puits ou forage de plus de 10 m de profondeur ne pourra être exécuté sans autorisation; cette profondeur sera réduite à 5 m pour la zone des dunes. Toutefois, pour les forages compris entre 10 (ou 5 m) et 80 m, l'autorisation préfectorale ne sera pas requise quand le débit escompté dans une même station de pompage ne dépassera pas  $250 \text{ m}^3/\text{j}$ .

— Décret du 21/4/59 qui étend les restrictions de puisage au département de la Gironde. L'autorisation requise vise les ouvrages de plus de 60 m de profondeur.

— Décret du 11/3/60 étendant les restrictions de puisage au département de la Guadeloupe pour être appliqué aux îles de la Grande Terre, de Marie-Galante, de Saint-Barthélemy et de Saint-Martin. Aucun puits ou sondage ne peut être effectué sans autorisation préalable au-delà de 3 m.

— Décret du 30/12/61 étendant les restrictions de puisage au département de la Réunion. Aucun puits ou sondage ne peut être entrepris sans autorisation préalable au-delà de 10 m. Par ailleurs, l'exécution de puits ou sondages en-dessous de l'altitude (— 1,00) est soumise à autorisation préalable.

— Décret n° 73200 du 21/2/73 (J.O. du 28/2/73) étendant les restrictions aux départements suivants et au-delà des profondeurs respectives suivantes :

Bouches-du-Rhône : 2 m.

Calvados : 2 m.

Pyrénées-Orientales : 30 m.

Seine-Maritime : 10 m.

Territoire de Belfort : 10 m.

Dans certains cas, des dispenses d'autorisation peuvent être accordées. Le lecteur concerné se reportera aux dispositions énoncées dans le décret en consultant le J.O.

#### e) Décret-loi du 30/10/35 sur le Code de la Santé Publique.

Le Code de la Santé résume les textes anciens, notamment les prescriptions édictées par la loi du 15/2/1902, véritable charte de l'hygiène en France.

Les principales dispositions en sont les suivantes :

— Quiconque, par négligence ou incurie, dégradera les ouvrages publics ou communaux destinés à recevoir ou conduire les eaux d'alimentation, quiconque laissera introduire des matières excrémentielles ou toutes autres matières susceptibles de nuire à la salubrité des sources, fontaines, puits, conduites, aqueducs, réservoirs d'eau servant à l'alimentation publique, sera puni des peines prévues aux articles 479 et 480 du Code Pénal.

Est interdit, sous les mêmes peines, l'abandon de cadavres d'animaux, débris de boucherie, matière fécale, dans les failles, gouffres, bétoires, excavations de toute nature.

— Fixation des périmètres de protection dans l'acte déclaratif d'utilité publique à intervenir pour la dérivation des eaux destinées à l'alimentation.

— Interdiction d'épandre, dans les périmètres de protection, des engrais humains, organiques ou chimiques, d'y forer des puits sans l'autorisation éventuelle du Préfet.

— Interdiction d'amener les eaux à ciel ouvert.

— Obligation, pour tout concessionnaire d'une distribution publique, de fournir une eau bactériologiquement et chimiquement pure. Si l'eau est susceptible d'être souillée, il y a lieu de prévoir des méthodes de correction approuvées par le Conseil Supérieur d'Hygiène de France.

Enfin, l'article 1<sup>er</sup> du Code de la Santé Publique impose aux départements un règlement sanitaire applicable à toutes les communes. Une circulaire du 24 mai 1963 (J.O. du 24 septembre 1963) du Ministre de la Santé Publique et de la Sécurité Sociale adressée aux préfets et directeurs départementaux de la Santé donne les indications nécessaires pour l'élaboration de ce règlement.

Ce règlement doit être pris sous forme d'arrêté préfectoral, sur proposition du Directeur départemental de la Santé et après avis du Conseil départemental d'Hygiène.

#### f) Protection des ouvrages recevant ou transportant l'eau potable.

Les périmètres de protection des ouvrages de captage sont des cas d'espèce. C'est au géologue officiel chargé de l'identification de l'eau qu'il appartient de fixer, chaque fois, l'étendue des différents périmètres de protection à assurer autour du point d'eau à capter.



A l'égard des ouvrages de transport, rappelons que la circulaire du 15/3/62 déjà citée, précise, notamment, en ce qui concerne les aqueducs :

— Interdiction de dépôts de fumier et immondices à une distance inférieure à 20 m de l'aqueduc.

— Interdiction d'établir une fosse d'aisances à une distance inférieure à 40 m de l'aqueduc.

— Prescriptions spéciales pour le passage ou le voisinage d'un égout.

#### g) Stockage souterrain de gaz.

D'après l'ordonnance du 25/11/58, des mesures de protection peuvent être ordonnées, s'il y a lieu, par le Préfet, pour la conservation et l'usage des sources et nappes d'eau.

Le titulaire de l'autorisation est tenu de rétablir une desserte en eau équivalente à celle qu'il aura éventuellement troublée.

#### h) Pollution des eaux de rivière.

Le rejet d'eaux résiduaires industrielles peut être, nous l'avons vu, à l'origine de pollutions graves, et ce rejet est considéré comme un délit de pêche et puni comme tel s'il y a eu « déversement de substances quelconques dont l'action ou les réactions ont provoqué la destruction du poisson ou nui à sa nutrition, à sa reproduction ou à sa valeur alimentaire » (ordonnance n° 59-25).

Il faut, de plus, que le déversement ait été reconnu volontaire.

Outre les sanctions qu'il encourt, le pollueur est tenu de prendre les précautions techniques nécessaires pour éviter le retour des pollutions.

Cette législation qui, en fait, protège le poisson, tout en négligeant, semble-t-il, la salubrité publique, n'a pas eu l'effet salubre que l'on était en droit d'attendre pour la protection sanitaire des rivières.

De son côté, la circulaire du 6/6/53 définit, notamment :

— la charge de pollution : prépondérante, si le rapport, ou dilution, entre le débit de la rivière et celui de l'effluent de l'établissement industriel est inférieur à 150; importante, si ce rapport est compris entre 150 et 300; faible, s'il est supérieur à 300;

— les normes de pollution limite : pH compris entre 5,5 et 8,5 avec tolérance jusqu'à 9,5 s'il y a épuration à la chaux; température inférieure à 30 °C; absence totale de composés hydroxylés et de leurs dérivés halogénés (phénols, chlorophénols); absence de substances de nature à donner naissance à une odeur, une saveur ou une coloration;

— de plus, quelle que soit la charge de pollution de la rivière, les eaux résiduaires de l'établissement industriel considéré ne devront pas donner lieu à des concentrations supérieures aux valeurs suivantes :

— matières en suspension : 30 mg/l,

— demande biochimique en oxygène à cinq jours (ou DBO 5) : 40 mg/l <sup>(1)</sup>,

— azote total, en N<sub>2</sub> : 10 mg/l.

#### i) Loi du 16 décembre 1964.

Les dispositions de cette loi en matière de lutte contre la pollution et concernant les périmètres de protection à réserver autour des ouvrages de captage ont déjà été mentionnées (voir Tome I). Nous venons d'évoquer la création des cours d'eau mixtes qui constituent, en quelque sorte, une extension du caractère de domanialité. Dans ce même esprit, on relève, également, dans cette loi, une extension de la domanialité :

— pour le « débit affecté » de certains cours d'eau non domaniaux; cette notion nouvelle ressort de l'article 26, dont un extrait est donné ci-après.

ART. 26. — « Il est ajouté au Code rural un article 97-1 ainsi conçu :

» Lorsque des travaux d'aménagement... intéressant un bassin fluvial ou un cours d'eau ont pour objet ou pour conséquence la régularisation du débit d'un cours d'eau non domanial ou l'augmentation de son débit en période d'étiage, l'acte déclaratif d'utilité publique peut affecter à certaines utilisations pendant toute l'année une partie du débit de ce cours d'eau.

» A cet effet, l'acte déclaratif d'utilité publique fixe :

» a) un débit minimal, dit « débit réservé » à maintenir en rivière à l'aval des ouvrages...;

» b) un débit supplémentaire dit « débit affecté » déterminé compte tenu des tranches d'eau disponibles dans les retenues des ouvrages à ces mêmes époques.

» Nonobstant les dispositions de l'article 644 du Code civil, le droit d'usage du débit affecté appartient à l'Etat... »

— dans le cas visé à l'article 29 de la loi.

ART. 29. — « Le domaine public fluvial comprend :

» Les cours d'eau et lacs ainsi que leurs dérivations classées dans le domaine public selon la procédure fixée à l'article 2-1 en vue d'assurer l'alimentation en eau des voies navigables, les besoins en eau de l'agriculture et de l'industrie, l'alimentation des populations ou la protection contre les inondations ».

<sup>(1)</sup> La D. B. O. 5 est la quantité d'oxygène consommée en 5 jours d'incubation à 18-20° et nécessaire pour assurer la décomposition des matières organiques contenues dans l'eau.



On relève, plus loin, l'institution de mesures de contrôle pour les eaux utilisées à des fins non domestiques ainsi que des mesures d'interdiction à l'égard des rejets dans le sol.

ART. 40. — « Toute installation permettant de prélever des eaux souterraines à des fins non domestiques est portée à la connaissance et soumise à la surveillance de l'administration dans des conditions définies par décret en Conseil d'Etat. Ce décret détermine le débit à partir duquel les présentes dispositions sont applicables. Tout déversement ou rejet d'eaux usées ou de déchets de toute nature dans les puits, forages ou galeries de captage désaffectés est interdit. Les puits, forages ou galeries de captage désaffectés font l'objet d'une déclaration et sont soumis, sans préjudice des droits des tiers, à la surveillance de l'administration ».

Enfin, la loi du 16 décembre 1964 institue les « zones spéciales d'aménagement des eaux ».

ART. 46. — « Des décrets en Conseil d'Etat, après enquête publique, déterminent des zones spéciales d'aménagement des eaux, arrêtent et déclarent d'utilité publique des plans de répartition des ressources hydrauliques de la zone selon la nature et la localisation des besoins à satisfaire, et désignent les cours d'eau, sources, nappes souterraines, lacs ou étangs compris dans la zone auxquels sont applicables les dispositions des articles 47 à 50 ».

(Suivent les articles 47 à 57).

En fait, il s'agit là de mesures exceptionnelles qui ne s'appliqueront que dans des régions très limitées où le problème de l'eau se posera d'une manière particulièrement aiguë. D'après une déclaration faite à l'Assemblée nationale, il semblerait que les régions du Nord, la Lorraine et la région parisienne soient classées comme zones spécialement critiques.

En tout état de cause, une restriction du droit d'usage de l'eau frappera tout propriétaire ou exploitant d'installations de dérivation, captage, puisage à l'intérieur des zones ainsi définies.

Notons que, d'un point de vue tout à fait général, cette loi donnera lieu à de nombreux décrets d'application et nous ne saurions trop conseiller le lecteur de les consulter attentivement au fur et à mesure de leur parution.

C'est ainsi que l'application des art. 2 et 6 concernant les conditions auxquelles seront soumis les déversements, jets, dépôts susceptibles d'altérer la qualité des eaux, a fait l'objet du décret n° 73218 du 23/2/73 (J.O. du 2/3/73). De même, l'application de l'art. 40 ci-dessus indiqué a fait l'objet du décret n° 73219 du 23/2/73.

## V. — Établissement d'un dossier en vue d'un captage et d'une adduction d'eau

### a) Principe.

L'article 3 du décret du 1/8/61 qui a donné lieu, avec celui du 10/8/61, à la circulaire du 15/3/62, déjà citée, précise : « Toute personne physique

ou morale qui se propose de réaliser ou de modifier une adduction d'eau pour les besoins d'une collectivité, doit être autorisée par arrêté du Préfet, après avis du Conseil départemental d'hygiène... »

### b) Constitution du dossier.

Nous reproduisons, à cet effet, le texte de l'article 7 du décret du 10/8/61 qui donne la constitution du dossier, en rappelant, toutefois, que l'autorisation dont il est question devra être suivie de la déclaration d'utilité publique des travaux, ainsi qu'il a été dit précédemment.

ART. 7. — Les dossiers constitués en vue d'obtenir les autorisations préfectorales prévues aux articles 3 et 4 du décret du 1<sup>er</sup> août 1961 concernant les adductions collectives doivent comporter, au minimum, les pièces suivantes :

- 1<sup>o</sup> Un mémoire descriptif et justificatif contenant les indications générales sur :
  - la commune, son étendue, sa population,
  - les besoins en eau actuels et prévisibles dans le futur,
  - l'état actuel de l'alimentation en eau,
  - l'alimentation projetée avec un exposé des principales caractéristiques des ouvrages à exécuter ou des améliorations à apporter aux ouvrages existants et, éventuellement, des possibilités de réalisation par tranches,
  - l'évaluation de l'avant-projet accompagné, s'il y a lieu, d'une estimation comparative des différentes solutions possibles,
  - les mesures de correction et de stérilisation proposées,
  - une statistique des maladies d'origine hydrique pendant les trois dernières années.
- A ce mémoire seront joints :
  - le rapport du géologue officiel, qu'il s'agisse d'un captage d'eaux souterraines ou d'eaux de surface <sup>(1)</sup>,
  - les bulletins d'analyses complètes (physique, chimique et bactériologique) des eaux effectuées par un laboratoire agréé par le Ministre de la Santé publique et de la Sécurité Sociale, comportant notamment des indications sur leur agressivité, leur dureté et leur qualité bactériologique,
  - les résultats des jaugeages et essais de débits des divers points d'eau utilisables.

2<sup>o</sup> Un extrait de carte situant l'ensemble des installations existantes et projetées, en particulier les emplacements des points de captage des eaux, des réservoirs et des canalisations principales.

3<sup>o</sup> Un plan coté ou en courbes de niveau, à l'échelle de 1/2 000 si possible, précisant la consistance de ces installations et contenant toutes pièces nécessaires à l'intelligence de l'affaire.

4<sup>o</sup> L'avis des services locaux compétent, notamment ceux du Service Hydraulique et du Directeur départemental de la Santé, l'avis de ce dernier comportant les résultats de l'enquête épidémiologique et indiquant si le projet est conforme aux instructions.

5<sup>o</sup> La délibération du ou des Conseils municipaux ou celle du syndicat des communes intéressées, selon qu'il s'agit d'un projet communal ou intercommunal.

(1) Voir notamment la circulaire du 10/12/68 publiée au J.O. du 22/12/68.



## VI. — Les redevances perçues par les agences de bassin

L'agence de bassin, qui existe au niveau de chaque bassin

« contribue à l'exécution d'études, de recherches et d'ouvrages d'intérêt commun aux bassins et à la couverture de ses dépenses de fonctionnement. L'agence attribue des subventions et des prêts aux personnes publiques et privées pour l'exécution de travaux d'intérêt commun au bassin ou au groupement de bassins directement effectués par elle dans la mesure où ces travaux sont de nature à réduire les charges financières de l'agence. L'agence établit et perçoit sur les personnes publiques ou privées des redevances dans la mesure où ces personnes rendent nécessaire ou utile l'intervention de l'agence ou dans la mesure où elles y trouvent leur intérêt » (Art. 14 de la loi du 16/12/64).

Un décret n° 66-700 du 14/9/66 fixe les modalités d'application de l'art. 14 précité. D'après l'art. 18 de ce décret :

« des redevances peuvent être réclamées aux personnes publiques ou privées qui rendent l'intervention de l'agence nécessaire ou utile :

- soit qu'elles contribuent à la détérioration de la qualité de l'eau,
- soit qu'elles effectuent des prélèvements sur la ressource en eau,
- soit qu'elles modifient le régime des eaux dans tout ou partie du bassin.

Par conséquent, le rôle de l'agence de bassin consiste à aider les collectivités locales et leurs groupements, les industriels et autres usagers à réaliser des opérations d'intérêt commun, c'est-à-dire des travaux dont l'intérêt dépasse le cadre du Maître d'ouvrage et intéresse les ressources en eau. Mais, pour cela, des ressources financières doivent être trouvées et c'est dans ce but que des redevances ont été instituées.

Les redevances auxquelles sont assujettis les collectivités et les industriels ont deux assiettes distinctes, d'une part, les volumes d'eau prélevés : c'est la redevance dite de prélèvement, c'est-à-dire celle qui nous intéresse dans le cadre du présent manuel, et, d'autre part, les quantités de matières polluantes déversées dans le milieu naturel : c'est la redevance dite de pollution (qu'il ne faut pas confondre avec la redevance d'assainissement perçue par les collectivités locales pour la collecte, le transport et l'épuration des eaux usées). Le taux de ces redevances varie selon les bassins et diffère à l'intérieur même du bassin.

En définitive, il en résulte, pour l'exploitant, une augmentation des charges qu'il est en droit de répercuter sur le prix de vente de l'eau.

## CHAPITRE II

# ÉTUDE D'UN AVANT-PROJET D'ALIMENTATION EN EAU POTABLE

Ce chapitre est principalement destiné aux étudiants qui ont à préparer un avant-projet d'alimentation en eau.

Il comporte un rappel des précédentes leçons ainsi que des conseils utiles en vue de l'établissement du dossier.

## I. — Étude des données

Bien se pénétrer du sujet. Examiner la topographie générale des lieux donnée par les courbes de niveau. Noter l'altitude des captages ainsi que l'altitude moyenne de l'agglomération de façon à juger de la manière dont s'effectuera l'adduction : gravitaire ou par refoulement.

Il faut consacrer du temps à cette étude, point de départ dont tout le projet découle.

## II. — Examen des besoins

Les besoins sont ensuite évalués d'après les données forfaitaires de l'énoncé. Les besoins particuliers éventuels seront soigneusement notés. On tient compte des extensions futures, s'il est nécessaire.

La somme totale des besoins étant déterminée, on la compare aux débits susceptibles d'être amenés par le ou les captages. Il s'agit, bien entendu, des débits minimaux, c'est-à-dire des débits d'étiage.

## III. — Dégrossissage de l'avant-projet

Le lieu de captage et le lieu de desserte étant précisés, le projeteur examine les différents tracés possibles pour l'adduction, compte tenu des chemins et routes existants. Il trace quelques profils en long grossiers afin

d'examiner le parti à prendre quant aux emplacements possibles pour l'usine de refoulement s'il s'agit d'une adduction par refoulement, et au meilleur tracé de l'adduction s'il s'agit d'une arrivée gravitaire.

L'emplacement du ou des réservoirs est ensuite examiné, compte tenu des diverses considérations développées à ce sujet.

Les points de passage particuliers (ponts, rivières, traversées de route, S.N.C.F., etc...) sont notés et il est examiné s'il n'existe pas d'impossibilité notoire qui pourrait faire abandonner un tracé au profit d'un autre.

Le projet dégrossi, le projeteur passe à l'examen des détails :

#### a) Les captages.

Il dessinera le captage et son pavillon de couverture s'il s'agit d'une source, avec les accessoires qu'il comporte : prise d'eau, évacuation du trop plein, dispositif de jaugeage, périmètres de protection.

S'il s'agit de capter une nappe ou un gisement souterrain, il tracera le réseau de puits en les espaçant d'une distance convenable, de l'ordre de 300 m environ. Il notera les altitudes du niveau statique ainsi que les altitudes des différents niveaux de pompage avec les débits correspondants. Il notera également les protections spéciales de la nappe qu'il y a lieu d'envisager dans les périmètres.

#### b) L'adduction.

Il observera les règles données à ce propos.

Qu'elle s'effectue gravitairement ou par refoulement, il y aura intérêt à la calculer sur 24 h. Les refoulements de nuit, seulement, ne sont à envisager que pour les faibles débits.

Penser à l'étude du coup de bélier dans l'hypothèse d'une adduction par refoulement.

#### c) La station de pompage.

Son emplacement sera déterminé suivant les indications données à ce sujet.

L'aspiration sera particulièrement étudiée. Les pertes de charge devront y être le plus faibles possibles. Si la conduite d'aspiration présente une certaine longueur, son tracé devra être régulièrement ascendant vers

la station. De plus, il devra être tenu compte de la capacité pratique d'aspiration des pompes pour situer convenablement leur socle de fixation sur le plancher de la station. Le point de fonctionnement sera déterminé en accord avec le N.P.S.H.

Le projeteur pensera à l'amorçage des pompes en se rappelant que la pompe à vide constitue la solution la plus commode pour les *moyennes et grandes installations*. Le réservoir en charge sur la pompe est, également, intéressant, sauf s'il conduit à installer la pompe trop bas.

Il prévoira à demeure les groupes de secours convenables.

Enfin, si les nécessités l'exigent, un poste de stérilisation sera prévu.

Quant au Génie Civil de la station, se rappeler que l'on doit pouvoir circuler librement autour des groupes et que l'on doit pouvoir disposer de l'emplacement et des engins nécessaires pour la manutention des pièces lourdes de l'installation.

#### d) Le réservoir.

Prendre la solution la plus économique quand c'est possible : réservoir enterré ou semi-enterré. Le réservoir sur tour est cher. Si l'on devait, néanmoins, y avoir recours, il ne faudrait pas lui donner une hauteur exagérée; veiller, également, au côté esthétique de l'ouvrage.

Soigner particulièrement l'équipement hydraulique; penser à la matérialisation de la réserve d'incendie. Prévoir une liaison efficace et sûre entre réservoir et station de pompage.

#### e) La distribution.

Prévoir une distribution entièrement maillée.

Le calcul du réseau sera effectué en utilisant la méthode HARDY-CROSS appliquée à de larges mailles à l'intérieur desquelles des réseaux ramifiés faciles à calculer seront constitués.

Le débit de calcul sera le débit de pointe, égal, sauf justifications spéciales, à trois fois le débit supposé réparti sur 24 h.

A partir d'une cote amont prise égale à l'altitude du radier du réservoir, calculer, de proche en proche, les pressions au sol. Celles-ci devront être supérieures au minimum exigé; veiller à la vitesse d'écoulement de l'eau dans les conduites de façon à rester dans des limites raisonnables.

Examiner ensuite la condition d'incendie (les débits ne se cumulent pas avec les débits de distribution). Si cette condition ne peut être réalisée



qu'en grossissant exagérément le diamètre des conduites, il faudra avoir recours à la création de points d'eau artificiels. Toutefois, il faudra s'assurer que c'est bien là la solution la plus économique.

Eviter autant que possible le service en route piqué sur le refoulement qui crée des pressions ou des suppressions importantes dans les branchements et, de plus, fait travailler les pompes dans de mauvaises conditions.

Placer enfin convenablement les appareils hydrauliques accessoires : robinets, ventouses, décharges, bouches de lavage, d'arrosage et d'incendie, etc...

#### IV. — Constitution du dossier d'avant-projet

Un dossier d'avant-projet comprend :

a) **Un mémoire descriptif et justificatif** qui doit comporter les parties suivantes :

- I. — Exposé général.
- II. — Situation actuelle.
- III. — Avant-projet :
  - 1° Besoins en eau.
  - 2° Captages.
  - 3° Adduction.
  - 4° Usine élévatoire.
  - 5° Conduite de refoulement.
  - 6° Réservoir.
  - 7° Distribution.

IV. — Etude financière : montant de l'avant-projet et prix de revient du m<sup>3</sup> d'eau.

V. — Conclusions et propositions : rappel, résumé de l'ensemble de l'opération avec bilan financier.

b) **Des plans divers** :

- plan d'ensemble de l'alimentation projetée au 1/10 000 avec indication du réseau général de canalisations,
- plan du captage : 0,02 p.m. pour les ensembles, 0,05 p.m. pour les détails,
- plan de l'usine élévatoire (échelles : 0,02 p.m. et 0,05 p.m.),

- profil en long de l'adduction (1/10 000 pour les longueurs, 1/200 pour les hauteurs) avec indication de la ligne piézométrique,
- plan du réservoir de distribution (échelles : 0,01 et 0,02 p.m.),
- plan du réseau de distribution au 1/5 000 avec indication des conduites, robinets, fontainerie, profil en long avec ligne piézométrique à l'échelle de 1/5 000 pour les longueurs et 1/200 pour les hauteurs,
- dessins relatifs aux passages particuliers (échelles : 0,01 et 0,02 p.m.).

c) **Des éléments de l'étude financière.**

- Un avant-métré sommaire.
- Un détail estimatif sommaire.
- Un calcul du prix de revient du mètre cube d'eau, pour lequel nous donnerons des précisions ci-après.

#### V. — Mode de calcul du prix de revient du mètre cube d'eau

Cette étude s'effectue sur la base de dépenses annuelles que représentent les postes ci-après :

- charges fixes,
- charges d'exploitation,
- charges financières.

Les charges fixes et d'exploitation affectent le prix de revient pendant toute la durée de l'exploitation : les charges financières n'interviendront, par contre, que pendant les 20 ou 30 premières années.

a) **Charges fixes.**

Elles comprennent :

- 1° les frais de renouvellement et d'entretien du matériel qui peuvent être estimés, annuellement, en moyenne, à :
  - 4 % du montant des travaux de canalisations,
  - 2 % du montant des travaux de génie civil,
  - 5 à 6 % du montant des travaux d'électro-mécanique;
- 2° les dépenses de personnel,
- 3° les dépenses de direction, de contrôle, d'administration, assurance, téléphone, impôts et tous frais de gestion, en général.

à évaluer selon le mode et l'importance de l'exploitation.

## b) Charges d'exploitation.

Elles sont proportionnelles au volume d'eau apporté et comprennent :

- 1° les frais éventuels d'énergie pour le relèvement de l'eau,
- 2° les frais éventuels de traitement (filtration, stérilisation, etc...).

## c) Charges financières.

Les collectivités ont ordinairement recours aux prêts pour le financement de leurs travaux. La Caisse des Dépôts et Consignations consent actuellement des prêts remboursables en 20 et, parfois, 30 ans. Il convient donc de tenir compte, mais durant ce temps seulement, de la charge supplémentaire représentée par les annuités à verser en vue d'amortir l'emprunt contracté.

Quand les travaux s'échelonnent sur plusieurs années, ce qui est souvent le cas, on peut admettre une répartition linéaire des sommes à emprunter au début de chaque année. Mais il ne faut pas oublier, qu'au début de chaque année, on doit aussi payer l'annuité de la somme empruntée l'année précédente. La collectivité qui ne possède pas l'argent nécessaire au paiement de cette annuité doit donc également l'emprunter. Ainsi, au début de la deuxième année, l'emprunt comportera la part résultant de la répartition linéaire, augmentée de l'annuité de l'année écoulée. Cette disposition cessera toutefois avec le début de l'exploitation, le produit de la vente de l'eau permettant, de toute façon, le remboursement des annuités.

La différence entre les sommes totales ainsi empruntées et celle strictement nécessaire aux travaux correspond aux intérêts intercalaires, lesquels peuvent représenter, parfois, un pourcentage élevé du montant des travaux.

d) Calcul du prix de revient du m<sup>3</sup> d'eau.

Les charges annuelles ci-dessus seront donc évaluées en faisant ressortir, notamment, l'incidence des charges financières durant les années d'exploitation où elles entreront en jeu.

Quant au volume d'eau vendu par an, il pourra être évalué d'après le nombre d'habitants en se référant à la consommation de base, majorée éventuellement de la consommation saisonnière, le tout multiplié par un coefficient de l'ordre de 0,80 pour tenir compte des pertes et de l'eau non payante.

*Application.* — L'estimation d'un projet de captage et d'adduction d'un volume journalier de 70 000 m<sup>3</sup> s'élève à 93 millions de francs, se décomposant comme suit :

Canalisations.....	70 M
Génie civil.....	16 M
Electro-mécanique.....	7 M

Les travaux s'échelonnent sur trois ans. La collectivité maître d'œuvre a pu obtenir un emprunt remboursable en trente ans, au taux de 5,25 %. La somme empruntée au début de chaque année correspondra au tiers du montant total nécessaire, soit  $93/3 = 31$  millions de francs. L'exploitation commencera au cours de la quatrième année; ce n'est donc qu'à partir de la cinquième année que le prix de l'eau vendue pourra permettre de payer les annuités d'emprunt; auparavant, la collectivité sera dans l'obligation d'emprunter les sommes nécessaires au paiement des dites annuités.

Calculer, dans ces conditions, les différents prix de revient du m<sup>3</sup> d'eau.

*Solution.*

## I. - Charges fixes annuelles.

## a) Frais de renouvellement et d'entretien du matériel.

Canalisations : 2 % de 70 M.....	1,400 M
Génie civil : 2 % de 16 M.....	0,320 M
Electro-mécanique : 6 % de 7 M.....	0,420 M
Total .....	2,140 M

## b) Dépenses de personnel.

Après étude et en tenant compte du personnel nécessaire, des congés, des jours de maladie, etc., on a estimé ces frais à.....

0,540 M

c) Dépenses de direction, contrôle, administration, téléphone et divers, dépenses estimées à.....

0,500 M

Total du § I.....

3,180 M

$$\text{soit, au m}^3 : \frac{3,180 \times 10^6}{365 \times 7 \cdot 10^4} = \dots\dots\dots 0,124 \text{ F}$$



## II. - Charges d'exploitation annuelles.

La hauteur d'élévation totale de l'usine de refoulement est de 150 m. On admettra que l'énergie électrique consommée par mètre cube d'eau élevé et par mètre de hauteur d'élévation est de 5,5 Wh. Le prix du kWh est de 0,06 F.

Dans ces conditions, la dépense par mètre cube d'eau monté à 150 m de hauteur ressort à :

$$0,06 \times 5,5 \times 150 \times 10^{-3} = \dots\dots\dots 0,0495 \text{ F}$$

Par ailleurs, admettons qu'une stérilisation est nécessaire et entraîne une dépense au m<sup>3</sup> estimée à  $\dots\dots\dots 0,004 \text{ F}$

Total des dépenses résultant du § II ....  $\dots\dots\dots 0,0535 \text{ F}$   
par m<sup>3</sup>

## III. - Charges financières.

On dressera le tableau ci-après :

Montant des emprunts nécessaires (en millions de F)	Sommes à payer au début de chaque année pour amortir en 30 ans les capitaux nécessaires (v = 0,06692)				
	1 <sup>re</sup> année	2 <sup>e</sup> année	3 <sup>e</sup> année	4 <sup>e</sup> année	5 <sup>e</sup> année
— 1 <sup>re</sup> année : 31 M	—	2,0745	2,0745	2,0745	2,0745
— 2 <sup>e</sup> année : 31 + 2,0745 = 33,0745	—	—	2,2133	2,2133	2,2133
— 3 <sup>e</sup> année : 33,0745 + 2,2133 = 35,2878	—	—	—	2,3614	2,3614
— 4 <sup>e</sup> année : 6,6492	—	—	—	—	0,4449
Totaux.....	—	2,0745	4,2878	6,6492	7,0941

Total emprunté : 31 + 33,0745 + 35,2878 + 6,6492 = 106,0115 millions  
Intérêts intercalaires : 106,0115 — 93 = 13,0115 millions, soit 14 % du capital strictement nécessaire.

Explication des chiffres du tableau. — Chaque annuité s'obtient en multipliant le capital emprunté au début de chaque année par 0,06692. Les annuités sont payées au début de chaque année. Comme, au début de la quatrième année, l'exploitation n'est pas encore commencée, il faut emprunter encore le montant total des annuités exigibles pour ladite année, soit 6,6492 M, emprunt qui représente une annuité de  $6,6492 \times 0,06692 = 0,4449 \text{ M}$  payable au début de la cinquième année.

Charge d'emprunt maximale : 7,0941 millions de F,

$$\text{soit } \frac{7\,094\,100}{365 \times 7.10^4} = 0,278 \text{ F par m}^3$$

Cette charge sera exigible chaque année, à partir de la 5<sup>e</sup> jusqu'au début de la 31<sup>e</sup>.

A partir de la 31<sup>e</sup> année, les charges diminuent par suite de l'amortissement de l'emprunt. C'est ainsi qu'elles deviennent :

— au début de la 32<sup>e</sup> année : 7,0941 — 2,0745 = 5,0196 M  
 » 33<sup>e</sup> » : 5,0196 — 2,2133 = 2,8063 M  
 » 34<sup>e</sup> » : 2,8063 — 2,3614 = 0,4449 M  
 » 35<sup>e</sup> » : zéro

En résumé, les prix de revient maximaux du mètre cube d'eau seront les suivants :

I. - De la 5<sup>e</sup> jusqu'au début de la 31<sup>e</sup> année.

Charges fixes ..... 0,124 F  
 Charges d'exploitation ..... 0,0535 F  
 Charges financières maximales..... 0,278 F  
 Total ..... 0,4555 F

soit, pour tenir compte des pertes et de l'eau non payante :

$$\frac{0,4555}{0,8} = 0,570 \text{ F}$$

II. - A partir de la 35<sup>e</sup> année.

Charges fixes ..... 0,124 F  
 Charges d'exploitation ..... 0,0535 F  
 Total ..... 0,1775 F

soit, pour tenir compte des pertes et de l'eau non payante :

$$\frac{0,1775}{0,8} = 0,222 \text{ F}$$

## CHAPITRE III

# PROBLÈMES POSÉS PAR L'ACCROISSEMENT DE LA CONSOMMATION

Nous nous sommes efforcé, au cours de cet ouvrage, d'apporter les éléments nécessaires en vue d'établir un projet complet d'alimentation en eau.

Toutefois, devant l'expansion générale démographique et industrielle, se traduisant par un accroissement de la consommation, une question se pose : quelles sont les incidences de ces développements sur le dimensionnement des ouvrages ?

Afin de bien situer le problème, nous reparlerons, tout d'abord, des consommations spécifiques.

### I. — Consommations spécifiques

Bien que les consommations unitaires et l'évaluation des besoins aient été indiqués page 326, nous reprendrons cette étude en donnant une décomposition des consommations par catégories, exprimées en  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  <sup>(1)</sup>.

C'est ainsi que l'on peut considérer :

1° la consommation domestique, c'est-à-dire celle des abonnés couverts, auxquels on peut ajouter les petits utilisateurs industriels ou agricoles. Cette consommation varie comme suit :

- de 10 à 30  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de moins de 10 000 habitants,
- de 20 à 40  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de plus de 10 000 habitants.

Elle est plus faible dans les régions pauvres que dans les régions riches;

<sup>(1)</sup> Colloque sur la recherche dans le domaine de l'eau. Rapport général de mars 1961 du Commissariat général du Plan d'équipement et de la productivité.

2° la consommation des établissements collectifs : casernes, hôpitaux, écoles; elle est évaluée ainsi :

- 0 ou inférieure à 5  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de moins de 10 000 habitants,
- de 5 à 10  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de plus de 10 000 habitants;

3° la consommation industrielle et agricole des gros consommateurs, irrigation, industrie hôtelière, fabriques, etc. Evaluations identiques à celles du § 2°;

4° la consommation municipale : appareils publics, bouches de lavage, d'arrosage, fontaines, bâtiments et services communaux. Elle est évaluée comme suit :

- de 0 à 10  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de moins de 10 000 habitants,
- de 5 à 20  $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$  dans les villes de plus de 10 000 habitants.

En faisant la somme de ces consommations et en ajoutant les pertes diverses, on arrive aux totaux ci-après <sup>(1)</sup> :

	Consommations	
	en $\text{m}^3/\text{hab.}/\text{an}$	en $\text{l}/\text{hab.}/\text{j}$
Villes :		
— de moins de 5 000 h. . . . .	de 12 à 50	33 à 140
— de 5 à 10 000 h. . . . .	de 24 à 62	65 à 170
— de 10 à 20 000 h. . . . .	de 30 à 75	82 à 205
— de 20 à 100 000 h. . . . .	de 42 à 97	115 à 265
— Paris (2 850 000 h.) . . . . .	170	465
— Banlieue de Paris (2 530 000 h.) . . . . .	92	250
— Lyon (500 000 h.) . . . . .	146	400
— Banlieue de Lyon (225 000 h.) . . . . .	89	245

La consommation croît, en conséquence, avec l'importance de l'agglomération.

Il peut être intéressant de rapprocher ces chiffres des consommations de quelques grandes villes étrangères pour une époque sensiblement identique à celle à laquelle se rapportent les chiffres ci-dessus.

<sup>(1)</sup> Chiffres extraits du même rapport de mars 1961.



Nous relevons les consommations ci-après, exprimées en l/hab./j <sup>(1)</sup> :

	Nombre d'habitants	Consommations l/hab./j
Bruxelles . . . . .	1 170 000	127
Copenhague . . . . .	735 000	235
Madrid . . . . .	1 920 000	206
Barcelone . . . . .	1 080 000	195
Saragosse . . . . .	273 000	422
Genève . . . . .	225 000	563
Berne . . . . .	171 000	387
Zurich . . . . .	440 000	339
Belgrade . . . . .	570 000	225
Alger . . . . .	500 000	160
Constantine . . . . .	118 000	210
Tunis . . . . .	500 000	345
Casablanca . . . . .	800 000	137
Meknès . . . . .	190 000	191
Dakar . . . . .	315 000	135
Tokyo . . . . .	8 360 000	400
Osaka . . . . .	3 295 000	450
Kobé . . . . .	1 075 000	360
Sydney . . . . .	2 150 000	391
Melbourne . . . . .	1 637 000	357
Brisbane . . . . .	575 000	323
Italie . . . . .	de 10 à 50 000 h.	90
	plus de 50 000 h.	190
États-Unis d'Amérique (très variable selon les régions) :	Rome	500
Little Rock, Arkansas . . . . .		345
Grand Junction Colorado . . . . .		945

Le développement urbain, l'expansion industrielle, un niveau de vie plus élevé, le développement des machines à laver, des broyeurs d'ordures et autres appareils ménagers contribuent à l'accroissement de la consommation des eaux de distribution publique.

Un accroissement de la production de 1,5 % par an a été pris comme base pour évaluer les futurs besoins de Paris d'ici à 1975. Il peut être plus élevé pour les villes insuffisamment équipées ou dans des zones de peuplement intensif (5 à 6 % pour la banlieue de Paris). Certains estiment

<sup>(1)</sup> Extraits de la statistique des consommations d'eau dans le monde par Z. VINCENT (L'Eau : septembre 1962, janvier 1963, juillet et août 1964).

qu'en raison de l'amélioration progressive du standing des immeubles, les consommations domestiques doubleront d'ici à 30 ans.

## II. — Incidence de l'accroissement de la consommation sur le dimensionnement des ouvrages

Devant un tel problème, et à la lumière des développements qui ont été donnés dans les chapitres précédents, nous examinerons comment il peut être tenu compte, dès le départ, des éventuelles extensions ou comment il peut être remédié aux insuffisances des installations actuelles.

Plusieurs points sont à examiner : les moyens de production, les ouvrages de transport, le stockage et la distribution.

### a) Moyens de production.

Il y a lieu de distinguer s'il s'agit d'eaux souterraines ou d'eaux de surface.

En ce qui concerne les premières, il ne peut être question que des eaux captées à l'aide de puits. On ne peut, en effet, modifier, sans danger pour l'eau captée, le débit d'une source; ce débit, notamment, ne devra pas être forcé par un pompage, par exemple, effectué directement sur l'émergence.

Un puits, par contre, peut être exploité à un débit supérieur à condition de rester dans les limites de l'essai de pompage. En conséquence, pour une installation de captage par puits, on pourra, pour réserver l'avenir :

— soit prévoir le nombre d'ouvrages nécessaires à exploiter avec une dénivellation modérée, afin de pouvoir accroître cette dernière par la suite, donc augmenter le débit après avoir modifié l'installation de pompage en conséquence;

— soit prévoir dès le départ l'acquisition des terrains suffisants en vue d'implanter, éventuellement, de nouveaux ouvrages, solution à notre sens préférable à la précédente, si la nappe le permet.

Dans le but de remédier aux insuffisances d'une installation existante il pourra, également, être envisagé d'effectuer des recherches dans les mêmes terrains, mais en s'adressant à des nappes plus profondes : recherches dans la craie, par exemple, pour remédier aux insuffisances d'une nappe alluvionnaire située au-dessus.

Enfin, la suralimentation des réserves souterraines à partir des eaux d'une rivière proche sera, dans la plupart des cas, une solution sûre. Elle entraînera des frais assez importants car on ne pourra injecter dans le sol que des eaux propres.



En ce qui concerne les eaux de surface, et à condition que la rivière, le lac ou le barrage-réservoir le permettent, l'accroissement des moyens de production reviendra :

— soit à accélérer la vitesse de passage de l'eau dans les filtres par modernisation des installations de lavage, sous réserve que la qualité de l'eau ne s'en trouve pas altérée;

— soit à augmenter le volume des appareils par addition d'appareils identiques. Cette solution consistera à réserver la possibilité d'adjoindre des filtres supplémentaires, des couloirs de décantation, des flocculateurs, etc. C'est la solution la meilleure, semble-t-il, et qui peut être facilement examinée au stade du projet initial.

Remarquons que l'accroissement des moyens de production à partir de des eaux de surface ne sera efficace qu'autant que se trouvera résolu le problème aigu de la pollution en général.

Les moyens de production peuvent également être accrus en faisant appel concurremment aux deux types de ressources ci-dessus, ce qui augmente la sécurité de l'exploitation, tout en la compliquant quelque peu, il est vrai.

Enfin, pour mémoire, rappelons que l'utilisation de l'eau de mer est possible aujourd'hui, mais ne semble pas, dans l'immédiat du moins, faire l'objet d'applications en grand pour l'alimentation des villes de France.

Dans le cadre des moyens de production se place la station de pompage. Son extension éventuelle reviendra à prévoir l'emplacement d'un groupe supplémentaire en préparant d'ores et déjà, s'il existe un collecteur général d'aspiration dans l'usine, la tubulure de raccordement qui sera provisoirement obturée par une plaque pleine.

## b) Ouvrages de transport.

S'il s'agit d'un aqueduc à plan d'eau libre, il sera prudent de calculer la section pour un écoulement sur une hauteur égale à  $3D/4$  si  $D$  est le diamètre intérieur de l'aqueduc. Un supplément de débit pourra ainsi être absorbé. Si les traversées de vallées par siphon renversé sont insuffisantes, il sera toujours possible d'augmenter le nombre de files de conduites du siphon, à condition d'avoir acquis, initialement, une largeur d'emprise suffisante.

S'il s'agit d'écoulement forcé, il y a lieu de faire la distinction entre les conduites de refoulement et les conduites d'adduction gravitaires.

Pour les premières, il sera prudent de se maintenir à une vitesse d'écoulement raisonnable de façon à n'engendrer que des pertes de charge totales

voisines de 10 % environ de la hauteur géométrique d'élévation totale pour le débit à évacuer présentement. Ainsi, la possibilité du transit d'un débit supplémentaire pourra être envisagée avant de penser au doublement de la conduite par une file en parallèle.

Pour les conduites à écoulement gravitaire, tributaires, par exemple, d'un bassin de mise en charge en tête alimenté par un refoulement, le problème devient plus délicat.

L'écoulement est notamment fonction de la pente hydraulique  $j$  entre les points extrêmes, lesquels débouchent ordinairement tous deux à l'atmosphère. Pour augmenter le débit transité, avec la même conduite, il faut donner à la ligne piézométrique une pente plus accentuée. Cette condition conduit donc :

— soit à relever la cote du plan d'eau au départ,

— soit à abaisser la cote du plan d'eau à l'arrivée,

— soit à jouer à la fois sur les cotes du plan d'eau au départ et à l'arrivée.

On peut, dans ces conditions, répondant à la première possibilité ci-dessus :

— prévoir un bassin de mise en charge dans lequel on ne dépassera pas une cote donnée, qui peut correspondre à la hauteur moyenne de l'eau dans la cuve. La ligne piézométrique ainsi obtenue correspondra au débit à écouler actuellement. On peut même envisager de prendre comme ligne piézométrique celle correspondant à la cote du radier du bassin. La cote du trop-plein du bassin correspondra alors au débit maximal possible. Il est évident que, dans cette hypothèse, et avec le débit actuel, le réservoir est mal utilisé et les dépenses de refoulement se trouvent accrues puisque l'eau est envoyée à un niveau plus élevé qu'il est nécessaire. Il est néanmoins possible de fonctionner avec plan d'eau variable entre les cotes extrêmes en adaptant la marche du refoulement en conséquence. Cette disposition serait à aménager avec les heures de pompage pendant lesquelles l'énergie est la moins chère.

Si, dans le programme d'extension, la cote du trop-plein se trouve insuffisante, il reste la possibilité d'adjoindre au bassin de mise en charge un réservoir-tour, à condition de prévoir, sous le réservoir, une station de surpression pour assurer ainsi la hauteur supplémentaire d'élévation.

Abaisser la cote d'arrivée suppose que, dans les conditions actuelles, la cote est artificiellement maintenue par un robinet type pointeau, par exemple, qui introduit une perte de charge singulière et qui, ouvert en grand, permettra l'abaissement voulu du point d'arrivée de la ligne piézométrique.



Enfin, il est évident qu'en jouant à la fois sur le départ et sur l'arrivée, les possibilités d'augmentation de transit se trouveront accrues.

Cependant, il ne faut pas penser accroître beaucoup le débit transité en utilisant ces artifices. N'oublions pas que les débits sont proportionnels à la racine carrée du rapport des pertes de charge totales disponibles entre le départ et l'arrivée. C'est ainsi que pour augmenter de 50 % le débit transporté il faut que :

$$1,5 Q = Q \sqrt{\frac{J'}{J}}$$

c'est-à-dire que la charge disponible  $J$  soit multipliée par 2,25.

Enfin, il faut veiller à ce que, dans toutes les hypothèses, la vitesse d'écoulement reste toujours acceptable et que les lignes piézométriques se situent toujours au-dessus du sol.

#### c) Stockage.

Deux conditions sont à considérer : altitude et capacité.

En effet, qui dit extension dit pertes de charge supplémentaires dans le réseau de distribution. Or, le réservoir une fois construit, il n'est plus possible de modifier sa cote d'altitude. Il y aura donc lieu de tenir le réservoir à une cote supérieure de plusieurs mètres à celle nécessaire pour le cas présent des besoins à satisfaire.

Du point de vue capacité, nous avons vu que, théoriquement, pour une alimentation continue, la capacité peut être prise égale à 50 % environ de la consommation journalière, mais qu'il est préférable de tabler sur la consommation de la journée, ce qui donne plus de souplesse et plus de sécurité à l'exploitation.

Si l'on s'en tient à cette dernière détermination, une extension de la consommation permettra de satisfaire néanmoins de nouveaux besoins pendant que les dispositions seront prises en vue de construire un compartiment supplémentaire. A cet effet, si le réservoir est enterré ou semi-enterré, une section en plan rectangulaire donnera plus de facilité pour l'adjonction d'un nouveau compartiment et le tracé de la fontainerie d'équipement sera facilité.

#### d) Distribution.

En vue de pouvoir transporter un débit plus important, le réseau devra être dimensionné largement dès le départ, c'est-à-dire que les vitesses d'écoulement pour le débit de pointe considéré, devront être voisines de 1 mètre par seconde environ.

Par ailleurs, on ne descendra pas en-dessous d'un diamètre de 0,100 m ou 0,150 m. Le coefficient de pointe sera évalué en fonction de l'importance et du caractère de la ville à desservir; il sera légèrement majoré pour tenir compte de l'incertitude se rapportant en général à son évaluation.

Si des renforcements de réseau sont nécessaires, on commencera par envisager le grossissement de certaines conduites, c'est-à-dire la pose en parallèle d'une nouvelle conduite ou le remplacement par une conduite de plus gros diamètre. Les tronçons à renforcer seront déterminés après un relevé de cotes piézométriques et un tracé du profil en long correspondant. En fait, on mesurera les pressions au sol à l'aide d'un manomètre raccordé sur une bouche d'incendie, par exemple, et on y ajoutera la cote d'altitude du sol. Les tronçons à forte pente piézométrique désigneront les zones dans lesquelles un renforcement est nécessaire.

Une amélioration plus importante sera peut-être apportée par la pose d'une nouvelle conduite de transit qui assurera une répartition différente dans les grandes mailles du réseau.

Il peut arriver, également, que la création d'un quartier neuf nécessite l'établissement d'un nouveau réseau, lequel dépend d'installations également nouvelles. Dans ce cas, une liaison entre les deux réseaux est indispensable afin qu'un secours efficace puisse être apporté, le cas échéant, à l'une ou à l'autre installation.

En conclusion, lorsqu'il étudie l'alimentation d'une ville, le projeteur doit être guidé par des considérations d'ordre économique, certes, mais il n'empêche que prévoir d'ores et déjà les installations en fonction d'un accroissement probable de la consommation est également une solution économique à condition que les dispositions soient prises à bon escient et en toute connaissance de cause.

## COMPLÉMENTS

- 1 — Note sur l'écoulement à plan d'eau libre appliqué aux aqueducs de transport d'eau potable.
- 2 — Note sur l'automatisation des installations d'eau.
- 3 — Note sur les moteurs à vitesse variable et sur leur utilisation dans l'entraînement des pompes.
- 4 — Note sur la mesure du débit à l'aide du rotamètre et sur la mesure du plan d'eau.
- 5 — Note sur la protection de la conduite de refoulement au moment du démarrage.

### 1. — Note sur l'écoulement à plan d'eau libre appliqué aux aqueducs de transport d'eau potable

#### a) Charge spécifique. Régime torrentiel et régime fluvial. Hauteur critique.

Si l'on considère un tronçon de canal à écoulement libre compris entre deux sections (1) et (2), on appelle charge spécifique en un point quelconque de ce tronçon la valeur  $H$  telle que :

$$H = h + \frac{\alpha V^2}{2g} \quad (89)$$

$h$  est la mesure, effectuée verticalement, de la hauteur du plan d'eau au-dessus du radier. En toute rigueur,  $h$  devrait être pris normalement au radier et l'on devrait avoir pour  $h$  la valeur  $h \cos \theta$  si  $\theta$  est l'angle formé par le radier avec l'horizontale. La faible pente du radier autorise cette simplification.

$\alpha$  est un coefficient, très légèrement supérieur à 1, résultant de l'inégale répartition des vitesses dans la section <sup>(1)</sup>.

(1) En effet, le débit dans une section droite vaut :

$$Q = \int_{\Omega} v \, d\omega$$

Mais la vitesse élémentaire  $v$  se rapportant à l'élément de surface  $d\omega$  n'est pas la même sur les bords de la section qu'au milieu. Il en résulte une vitesse moyenne  $V$  telle que :

$$v = V \pm \varepsilon$$

et

$$Q = V\Omega \pm \int_{\Omega} \varepsilon \, d\omega$$

La vitesse moyenne  $V$  sera telle que  $\int_{\Omega} \varepsilon \, d\omega = 0$

Quant à la moyenne des  $v^2$  on a :

$$\int_{\Omega} v^2 \, d\omega = V^2\Omega \pm 2V \int_{\Omega} \varepsilon \, d\omega + \int_{\Omega} \varepsilon^2 \, d\omega$$

Le deuxième terme étant nul, il ressort que la moyenne des  $v^2$  n'est pas représentée par  $V^2$ , mais par un terme légèrement plus grand, puisque le troisième terme ne peut pas être nul. D'après M. VIBERT, le terme  $\alpha$  serait compris, pour les aqueducs, entre 1 et 1,02.



Le deuxième terme de l'expression (89) représente la hauteur due à la vitesse d'écoulement  $V$ .

En régime permanent uniforme, la charge  $H$  est constante, puisque  $V$  reste constant et la ligne de charge est parallèle au radier. La ligne du plan d'eau est également parallèle au radier et la hauteur d'eau correspondante s'appelle la profondeur normale pour le passage du débit  $Q$  (fig. 354); le niveau d'eau en résultant est le niveau normal, qui détermine ainsi la ligne du plan d'eau normal.

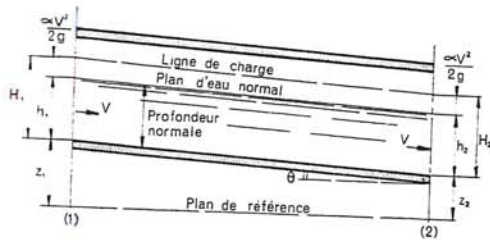


FIG. 354. — Régime uniforme  
 $H_1 = H_2$ .

Les caractéristiques : pente, section, rugosité, débits sont constants. La présence d'une singularité (rétrécissement, élargissement, présence d'un seuil), donne lieu à un régime varié.

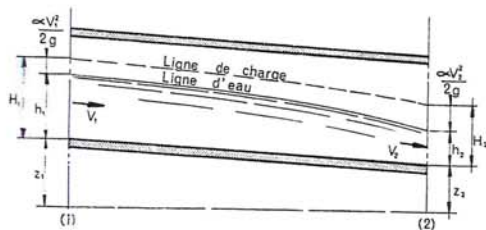


FIG. 355. — Régime graduellement varié (remous d'abaissement  
 $H_1 > H_2$ ).

Les caractéristiques ne changent que très lentement d'une section à une autre.

En régime graduellement varié, remous d'abaissement, par exemple (fig. 355), la hauteur  $h_2$  est inférieure à  $h_1$  pour le passage d'un même débit (ce serait l'inverse pour le cas d'un remous d'exhaussement). Dans ces conditions,  $V_2 > V_1$  et la ligne de charge, comme la ligne du plan d'eau, ne sont plus parallèles au radier.

L'expression (89) peut également s'écrire, puisque  $V = \frac{Q}{\Omega}$

$$H = h + \frac{\alpha Q^2}{2g\Omega^2}$$

Par exemple, en considérant un canal rectangulaire, de largeur  $l$  :

$$\Omega = lh$$

$$\text{et } H = h + \frac{\alpha Q^2}{2gl^2h^2}$$

Si l'on suppose le débit  $Q$  constant, la fonction  $H = f(h)$  présente deux asymptotes, l'une verticale pour  $h = 0$ , l'autre inclinée à  $45^\circ$ . Son minimum a lieu pour  $\frac{dH}{dh} = 0$ , c'est-à-dire pour :

$$\frac{\alpha Q^2}{gl^2h^3} = 1 \quad (90)$$

ou

$$\frac{\alpha V^2}{gh} = 1$$

ou pour

$$V = \sqrt{\frac{gh}{\alpha}}$$

C'est ainsi que, pour  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  et  $l = 1 \text{ m}$ , en prenant  $\alpha = 1$ , il vient :

$$h = \sqrt[3]{\frac{1}{g}} = 0,46 \text{ m}$$

et

$$H = 0,70 \text{ m}$$

La valeur de  $h$  ainsi trouvée s'appelle la hauteur critique; elle est désignée par  $h_c$ . La charge spécifique correspondante ou charge critique est représentée par  $H_c$ . C'est la charge minimale sous laquelle s'écoule le débit  $Q$ .

En traçant la courbe représentative de la fonction  $H = f(h)$ , nous constatons (fig. 356) que, pour des valeurs supérieures à  $H_c$ , correspondant par exemple aux points  $P_1$  et  $P_2$  :

—  $P_1$  se rapporte à un régime pour lequel l'écoulement s'effectue à grande vitesse (la profondeur d'eau  $h_1$  est faible).

—  $P_2$  concerne un régime pour lequel l'écoulement s'effectue à faible vitesse (la profondeur d'eau  $h_2$  est grande pour le passage du même débit que précédemment).

En conséquence, avec la même charge spécifique, un même débit peut s'écouler sous des hauteurs différentes :

— l'une, correspondant à  $h_1$  : c'est le régime dit torrentiel ou rapide,

— l'autre, correspondant à  $h_2$  : c'est le régime dit fluvial ou lent.

Le régime torrentiel se manifeste dans les canaux à pente rapide.

En ce qui concerne les aqueducs destinés à effectuer le transit d'eaux d'alimentation, leur très faible pente fait classer leur écoulement dans le régime fluvial. En effet, pour ces ouvrages, la hauteur d'eau en régime permanent uniforme est toujours supérieure à la hauteur critique. En régime graduellement varié, un remous d'abaissement pourra présenter, pour l'écoulement d'un débit constant  $Q$ , toutes les valeurs de  $h$  comprises entre la profondeur normale et la hauteur critique, mais pas de valeurs inférieures à cette dernière.

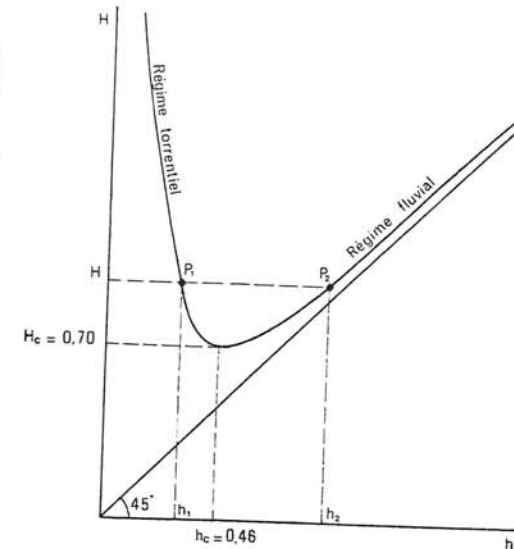


FIG. 356. — Courbe représentative de

$$H = h + \frac{Q^2}{2g\Omega^2} \text{ pour } Q = \text{Cte.}$$

## b) Cas d'un ouvrage circulaire.

Nous avons donné un exemple de calcul de la hauteur critique dans le cas d'un canal de section rectangulaire. Le calcul peut être étendu au cas d'une section quelconque et, pour un canal de section circulaire mouillée  $\Omega$ , on introduit la notion de profondeur moyenne  $h_m$  telle que :

$$h_m = \frac{\Omega}{l}$$

si  $l$  est la largeur de la tranche d'eau mesurée sur le plan de l'écoulement, de sorte que la relation (90) du régime critique s'écrit :

$$\frac{\alpha Q^2}{g \Omega^2 h_m} = 1$$

ou, puisque  $h_m = \frac{\Omega}{l}$  et en négligeant  $\alpha$  :

$$\frac{l Q^2}{g \Omega^3} = 1$$

d'où  $\frac{Q}{\sqrt{g}} = \Omega \sqrt{\frac{l}{\Omega}}$

et, encore  $\frac{Q}{\sqrt{g}} = \Omega \sqrt{h_m}$  (91)

Cette dernière relation va nous permettre d'obtenir une représentation graphique en régime critique pour un ouvrage de section circulaire.

En effet, pour des valeurs données de  $h/D$ , des tableaux <sup>(1)</sup> fournissent des valeurs  $K$  et  $K'$  correspondantes affectant  $l$  et  $h_m$  de sorte que :

$$l = KD; \quad h_m = K'D$$

Donc, (91) peut s'écrire :

$$\Omega \sqrt{h_m} = KK'D^2 \sqrt{K'D}$$

ou, encore  $\frac{Q}{\sqrt{g}} = KK'^{3/2} D^{5/2}$

ou bien  $\frac{Q}{\sqrt{g}} \cdot \frac{1}{D^{5/2}} = KK'^{3/2}$  (92)

En conséquence, à chaque valeur de  $h/D$  correspond un produit  $KK'^{3/2}$  dont on peut trouver facilement la valeur et il est possible de construire la courbe de  $h/D$  en fonction de  $KK'^{3/2}$ .

Mais, d'après (92),  $KK'^{3/2}$  c'est aussi  $\frac{Q}{\sqrt{g}} \cdot \frac{1}{D^{5/2}}$ .

En définitive, la courbe tracée donnera, pour un débit  $Q$  fixé la valeur  $h$  de la hauteur critique correspondante en fonction du diamètre  $D$  de l'ouvrage.

<sup>(1)</sup> Voir *Manuel d'Hydraulique Générale* par A. LENCASTRE.

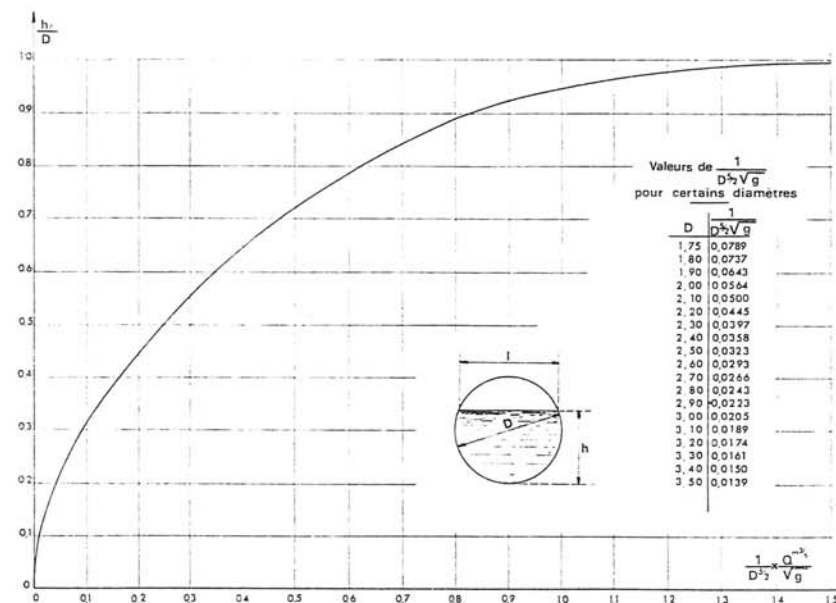


FIG. 357. — Détermination de la hauteur critique dans un ouvrage circulaire.

Cette courbe fait l'objet de la fig. 357. LENCASTRE la donne dans son ouvrage déjà cité. Afin de faciliter le maniement de cet abaque, nous indiquons, pour des diamètres échelonnés de 1,75 m à 3,50 m, les valeurs calculées de l'expression  $\frac{1}{D^{5/2} \sqrt{g}}$ .

*Exemple.* — Calculer la hauteur critique dans un ouvrage circulaire de 1,80 m de diamètre pour le passage de 160 000 m<sup>3</sup>/j.

$$160\,000 \text{ m}^3/\text{j} = 1,850 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{1}{D^{5/2} \sqrt{g}} \cdot Q = 0,0737 \times 1,850 = 0,136$$

Une verticale menée par cette valeur lue sur l'axe horizontal coupe la courbe en un point qui, rappelé sur l'axe vertical, donne :

$$h_c/D = 0,37$$

La hauteur critique  $h_c$  vaut donc :  $0,37 \times 1,80 = 0,67 \text{ m}$ .

## c) Les différentes courbes de remous rencontrées dans les aqueducs à faible pente.

La discussion de l'équation du mouvement varié que l'on établit en Hydraulique Générale permet de conclure qu'en ce qui concerne les aqueducs à faible pente, pente en tout état de cause inférieure à celle donnant lieu au régime critique, l'écoulement



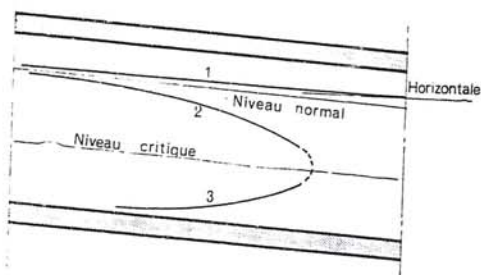


FIG. 358. — Les différentes courbes de remous dans les aqueducs à faible pente.

à celle correspondant à la profondeur normale dans l'aqueduc pour le débit transit. Une telle forme de remous peut également se présenter à l'arrivée au réservoir lorsque celle-ci comporte un déversoir (fig. 359) ou une arrivée *en pipe* (voir fig. 305) et dans le cas où cette arrivée est un peu plus élevée que le niveau correspondant à la hauteur normale.

Lorsque l'eau peut s'écouler sans contrainte vers l'aval, comme dans les cas envisagés ci-dessus et dans l'hypothèse où l'arrivée au réservoir ne s'effectue pas par raccordement direct des plans d'eau, le débit dans le tronçon d'aqueduc soumis au remous reste constant et la courbe est stable. Seule, la vitesse de l'écoulement se trouve ralentie par rapport à celle résultant du régime permanent uniforme.

Si, au contraire, l'arrivée au réservoir s'effectue par raccordement direct des plans d'eau et tel qu'il donne lieu dans l'aqueduc à une courbe du type 1, il en résulte un ralentissement du débit dans le tronçon soumis au remous par suite du freinage dû au réservoir si celui-ci n'écoule pas en distribution la totalité du débit constant de l'apport. La courbe de remous n'est alors plus stable, car sous la dépendance des fluctuations du niveau du plan d'eau dans le réservoir et l'on peut dire que l'aqueduc fait, en partie, office de réservoir.

**Courbe 2.** — C'est la courbe du remous d'abaissement qui admet, vers l'amont, la ligne d'eau du niveau normal pour asymptote et qui plonge, vers l'aval, jusqu'à atteindre, parfois, la hauteur critique.

Elle peut se manifester en amont d'un siphon de vallée lorsque le plan d'eau en tête du siphon et auquel la ligne d'eau doit se raccorder, se situe à une cote inférieure à celle correspondant à la profondeur normale dans l'aqueduc pour le débit considéré, mais supérieure à la hauteur critique. Si le plan d'eau devait se situer à un niveau tel qu'il corresponde à une hauteur inférieure à la hauteur critique, la fin du parcours du

peut se manifester par des courbes de remous dont les différents types sont illustrés par la figure 358.

**Courbe 1.** — C'est la courbe du remous d'exhaussement qui admet, pour asymptotes, d'une part vers l'amont, la ligne d'eau du niveau normal et, d'autre part vers l'aval, une ligne horizontale.

Elle peut se manifester en amont d'un siphon de vallée, lorsque le plan d'eau en tête du siphon et auquel la ligne d'eau doit se raccorder se situe à une cote supérieure à la hauteur normale dans l'aqueduc pour le débit transit.

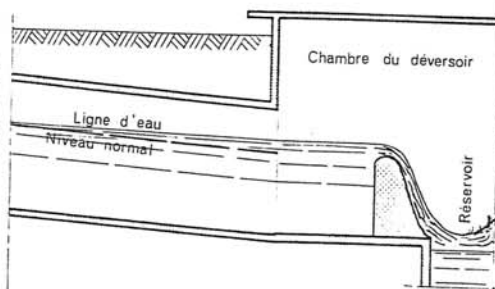


FIG. 359. — Arrivée au réservoir sur déversoir.

remous serait perturbée et le plan d'eau comporterait des ondulations nombreuses, voire une chute.

Un remous d'abaissement se manifesterait également à l'arrivée au réservoir si aucun obstacle ne s'oppose à l'entrée de l'eau dans le bassin (arrivée en chute). L'eau s'écoule, au droit de l'entrée dans le réservoir, sous la hauteur critique  $h_c$  se rapportant au débit transité par l'aqueduc. En effet, c'est la hauteur minimale sous laquelle le débit  $Q$  s'écoule dans l'ouvrage (fig. 360).

Dans les cas ci-dessus, aucune contrainte à l'écoulement ne se manifeste à l'aval, le débit reste constant; seule la vitesse s'accroît par rapport à celle de l'écoulement en régime permanent uniforme.

Si, toutefois, l'arrivée au réservoir devait s'effectuer par raccordement direct des plans d'eau, comme dans le cas envisagé pour la courbe 1, un tirage qui se produirait dans la consommation pourrait entraîner la

formation d'un remous d'abaissement dont la courbe ne serait pas stable et le débit dans l'aqueduc serait quelque peu supérieur au débit du régime permanent uniforme.

En conclusion, dans le cas d'une adduction par aqueduc à plan d'eau libre, il est préférable d'éviter les arrivées au réservoir par raccordement direct ou indirect (2) des plans d'eau qui peuvent entraîner, dans l'aqueduc, la nuit notamment, des débordements importants ou des mises en charge de l'ouvrage par suite de l'apport constant de l'adduction alors que le débit de distribution est quasiment nul.

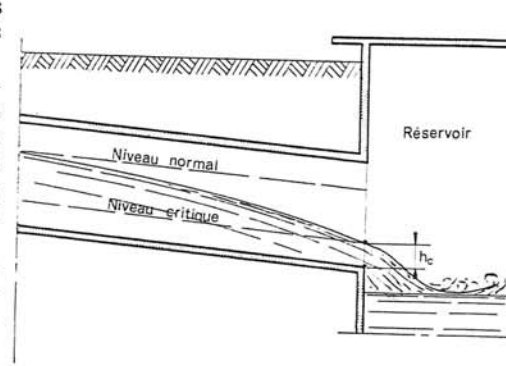


FIG. 360. — L'eau arrive au réservoir sous la hauteur critique  $h_c$ .

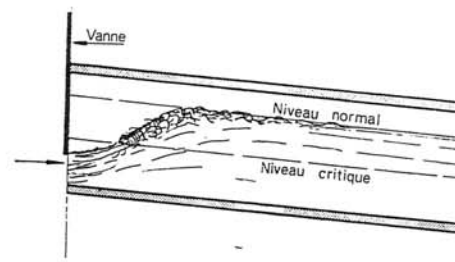


FIG. 361. — Passage sous une vanne pour une hauteur  $< h_c$ .

**Courbe 3.** — C'est une courbe assez exceptionnelle dans les ouvrages courants. Elle peut se produire, cependant, à l'aval immédiat d'une vanne de réglage du débit à passage en dessous, lorsque la hauteur de l'écoulement est inférieure à la hauteur critique. La lame se redresse alors brusquement et donne lieu à un ressaut tourbillonnaire pour, ensuite, après quelques ondulations du plan d'eau, reprendre le niveau normal pour le débit que la vanne aura laissé passer (fig. 361).

(2) Il arrive dans certains cas (cas des réservoirs parisiens) qu'il existe à la fois une arrivée par surverse, c'est-à-dire sans raccordement direct des plans d'eau et une arrivée dite basse constituée par une conduite débouchant vers la partie basse du réservoir. Cette arrivée basse est donc analogue dans ses effets à une arrivée par raccordement direct des plans d'eau avec les inconvénients signalés ci-dessus. C'est ce que nous appelons un raccordement indirect des plans d'eau.



## II. — Note sur l'automatisation des installations d'eau

Sous les réserves d'ordre général exposées page 196, examinons comment il est possible de concevoir l'automatisation d'une installation d'eau.

Nous distinguerons, d'une part, les dispositifs applicables aux installations hydrauliques et électro-mécaniques et, d'autre part, les mécanismes de contrôle ou de commande liés à la qualité de l'eau.

### 1°) L'automatisation des installations hydrauliques et électromécaniques.

L'automatisme consiste, d'une manière générale, à partir d'informations centralisées dans un bâtiment où se tient en permanence, l'agent de surveillance, à traduire le signal reçu de façon que, grâce à un appareillage approprié, le plus souvent transistorisé, la manœuvre à effectuer par le servo-mécanisme dont dépend le signal puisse être ordonnée suivant une programmation établie à l'avance. Dans ce processus, qui constitue, en quelque sorte, l'automatisme intégral, le personnel n'intervient que pour contrôler que la manœuvre a été correctement effectuée compte tenu de l'affichage de la cause qui l'a provoquée.

Un exemple simple est fourni, nous l'avons vu dans un chapitre précédent, page 190 par l'asservissement du moteur de la pompe au niveau de l'eau dans le réservoir, l'interdiction de fonctionnement pouvant néanmoins être donnée, soit par un manque d'eau dans la bache d'aspiration, soit par une chute de pression au refoulement, soit par toute autre cause, ce qui se traduira, pour le personnel, par un affichage du défaut, doublé éventuellement par un signal sonore. D'autres exemples d'asservissement peuvent être mentionnés, tel que celui qui permet à une pompe de démarrer obligatoirement à vanne fermée et interdit l'admission de l'eau dans la conduite si, par un défaut de fonctionnement, le robinet de sortie de la pompe est resté ouvert.

L'automatisme résulte de transmissions effectuées à distance : télémesures (niveaux dans les réservoirs ou en d'autres lieux, débits de production et de distribution, mesure de l'intensité absorbée par des moteurs éloignés, etc.), télésignalisations (positions de vannes motorisées sur le réseau, défauts divers, marche de groupe de secours, de groupe électrogène, etc.), d'où il peut en résulter une télécommande automatique à l'usine même ou en des points quelconques éloignés, telles que mise en route ou arrêt de groupes électro-pompes proches ou éloignés, du groupe électrogène, du groupe de secours, manœuvres de vannes motorisées, etc.

Les transmissions elles-mêmes sont, en principe, électriques. Pour les grandes distances, les transmissions hertziennes sont intéressantes à condition qu'il n'existe pas d'écran sur le parcours. L'expérience montre toutefois que des dérangements interviennent à l'occasion de violents orages.

Toutes les informations parviennent donc à l'usine où un seul agent, à partir de son pupitre, peut suivre, grâce à un tableau synoptique détaillé et à un affichage des défauts possibles, la marche de l'exploitation.

On peut dire qu'à l'heure actuelle, une station de pompage peut être exploitée entièrement en automatisme intégral en fonction des informations provenant des différents points de production et lieux de consommation.

Pour une usine d'une certaine importance et dans laquelle plusieurs groupes sont appelés à fonctionner, soit isolément, soit simultanément, l'automatisme devient plus compliqué puisqu'il requiert un choix des groupes en fonction du débit affiché et du temps de fonctionnement déjà assuré par chacun d'eux, de façon à arriver à une usure sensiblement égale de toutes les pompes. L'automatisme devra donc sélectionner les pompes dont la combinaison réalisera le débit affiché et enverra des ordres au tableau électrique pour que ces pompes puissent effectivement être mises en marche. Si, dans ce cas, plusieurs combinaisons de pompes peuvent être obtenues, le scrutateur recherchera les combinaisons comportant le plus grand nombre de pompes de fort débit tout en équilibrant le temps de marche des groupes. Cette dernière condition résultera d'une comparaison du temps de fonctionnement de chaque groupe. Ces automatismes sont réalisés à l'aide de modules logiques transistorisés situés dans une armoire non loin du pupitre de commande.

Si aucune combinaison n'est possible pour réaliser le débit affiché, des pompes se trouvant indisponibles, le scrutateur recherchera, parmi les groupes disponibles, ceux pouvant réaliser une combinaison possible avec un débit inférieur. Cette recherche sera également mise en jeu si, par suite d'une insuffisance dans la production, se traduisant par une baisse du niveau de l'eau dans la capacité d'aspiration, le débit affiché ne pouvait pas être obtenu.

Si une avarie apparaît dans la marche d'un groupe, il en résulte une mise en défaut de la combinaison choisie au départ et les groupes s'arrêtent. Le groupe en défaut entre dans la catégorie des engins indisponibles et le scrutateur recherche une nouvelle combinaison; celle-ci trouvée, les pompes repartent automatiquement.

Ce rapide aperçu met en lumière la complexité des opérations à réaliser. De telles dispositions ont été mises en application dans une installation de pompage de la Ville de Paris capable d'une production journalière de l'ordre de 100 000 m<sup>3</sup>.

### 2°) L'automatisation dans le contrôle de la qualité de l'eau (1).

L'automatisme de la marche d'une station de pompage est, certes, une bonne chose, mais faut-il encore que la qualité de l'eau ainsi transitée puisse satisfaire aux normes de potabilité.

Dans la plupart des installations, anciennes et, même, récentes, ce contrôle est effectué par un personnel de laboratoire qui suit chaque jour et, parfois, plus souvent encore, l'évolution de la qualité de l'eau : c'est que celle-ci, précisément, nous avons eu déjà l'occasion de le dire, peut varier assez brusquement s'il s'agit d'un captage d'eaux de surface. Dès lors, il est souhaitable d'en être informé le plus tôt possible en vue d'adapter le traitement à la nouvelle situation. On conçoit donc qu'un automatisme, sinon une télémesure ou une télésignalisation, sont appelés à rendre de grands services dans ce domaine.

(1) Pour plus de détails, se reporter au très intéressant article de M. DEVILLERS, paru dans *Technique et Sciences Municipales* et revue *l'Eau*, de juin 1970.



Les dosages colorimétriques et titrimétriques peuvent être effectués automatiquement; ils ne font que reproduire les opérations auxquelles se livrent les chimistes au laboratoire.

Les critères de qualité exprimés par la température, la résistivité, la turbidité, le pH, peuvent faire l'objet d'une télétransmission, assortie d'une régulation.

C'est ainsi, par exemple, qu'un turbidimètre peut être associé à un jeu de vannes motorisées, l'une sur le refoulement, l'autre sur la décharge, en vue d'interdire l'entrée dans le réservoir d'une eau dont la turbidité n'est pas acceptable.

Nous savons que la mesure de la turbidité est basée sur l'effet TYNDALL. L'appareil permettant de mesurer cet effet est composé d'une cuve alimentée à partir d'un bac à niveau constant. Une lampe envoie sur le plan d'eau à analyser contenue dans la cuve un rayon presque rasant, donnant lieu à un rayon réfléchi de sorte que ni l'un, ni l'autre ne puisse impressionner une cellule photorésistante placée perpendiculairement au point d'impact du faisceau lumineux sur l'eau. Seule, la lumière diffusée verticalement par les corps en suspension dans l'eau vient modifier la résistance de la cellule, elle-même sous la dépendance d'un pont de WHEATSTONE. Il en résulte un signal qui peut être transmis à distance pour commander les contacteurs de marche des moteurs actionnant les vannes signalées plus haut.

Le problème consiste à situer convenablement le turbidimètre. Considérons un tel appareil installé sur la conduite de refoulement. Comme les robinets demandent toujours un certain temps pour leur fermeture comme pour leur ouverture, il faut que le turbidimètre soit disposé de façon telle que la salissure indiquée au passage par cet appareil ne puisse pénétrer dans le réservoir, ce qui implique que le robinet d'admission de l'eau dans cet ouvrage soit complètement fermé lorsque l'eau sale arrive au réservoir et que, sitôt l'eau redevenue claire, et le turbidimètre autorisant l'admission de l'eau au réservoir, l'eau sale encore contenue dans la conduite ait le temps de s'évacuer complètement par la décharge avant que ne s'ouvre le robinet d'admission au réservoir.

Supposons, par exemple, que le temps de fermeture ou d'ouverture des robinets soit de 1 mn, soit 60 s et que la vitesse d'écoulement dans la conduite soit égale à 1 m/s. Le turbidimètre devra être situé à une distance supérieure à 60 m des robinets, soit, par exemple, 80 m pour que le flot sale ne pénètre pas dans le réservoir. De même, sitôt le retour à la normale, le robinet d'admission dans le réservoir ne devra s'ouvrir qu'au bout d'un temps supérieur à 80 s, soit 100 s par exemple.

Le turbidimètre peut être associé également à un appareillage automatique permettant de déterminer la valeur optimale de solution de floculant à ajouter à une eau brute en vue des opérations classiques de décantation et filtration dans le cas d'un captage en rivière, par exemple. C'est le floculomètre automatique qui ne fait que répéter, grâce à un appareillage ingénieux, les opérations fastidieuses effectuées en laboratoire par le chimiste pour l'essai de Jar-Test, dont nous avons parlé en son temps. Le turbidimètre intervient alors pour indiquer le meilleur dosage qui donne la turbidité la plus faible <sup>(1)</sup>.

Signalons encore des appareils fort intéressants et, comme le précédent, de réalisation française, permettant de mettre en évidence la présence de certains micropolluants, tels que les phénols et les détergents. Ces appareils, appelés phénolmètres et détergentmètres, sont des photocalorimètres automatiques qui permettent de suivre à des inter-

(1) Référence : article signalé plus haut, page 427 sous la signature de M. LOUBOUTIN.

valles de temps rapprochés, la teneur dans l'eau de ces éléments qui, on le sait, sont générateurs de mauvais goûts. Ils peuvent s'intégrer, grâce à leur dispositif de télécommande, dans une suite d'opérations automatiques.

Dans le domaine de la stérilisation des eaux, citons, par exemple, l'appareillage permettant d'adapter automatiquement les quantités de chlore à introduire dans l'eau en fonction du débit transit. Une telle installation fonctionne au Service des eaux de la Ville de Paris et est basée sur le principe suivant.

Un débitmètre, tribulaire d'un venturi, comporte un appareil émetteur d'impulsions de durée constante et de fréquence variable selon la valeur du débit instantané qui passe au venturi. L'impulsion est transmise à un relai temporisé qui maintient son effet pendant 54 s quel que soit le débit qui circule. Tout est réglé de façon que, pour le débit maximal, les impulsions se succèdent toutes les minutes. C'est ainsi que l'on a, par exemple :

- pour Q maxi : durée de l'impulsion : 54 s; arrêt : 6 s.
- pour Q/2 : impulsion : 54 s; arrêt :  $(2 \times 60) - 54 = 66$  s.
- pour Q/4 : impulsion : 54 s; arrêt :  $(4 \times 60) - 54 = 186$  s.

L'impulsion est reçue à un électro-vanne, qui ouvre ou qui ferme un circuit d'air comprimé alimenté par un compresseur. A l'ouverture, l'électro-vanne laisse passer l'air qui va agir sur un vérin d'automatisme, lequel va commander la valve d'entrée du gaz chlore pendant 54 s.

Il est évident que, de cette manière, l'eau se trouve chlorée par intermittence. L'expérience a montré que la dilution du gaz dans l'eau est néanmoins très homogène. Un bac disposé à la sortie des appareils classiques de stérilisation au chlore gazeux permet de parfaire cette homogénéité.

Le contrôle d'une bonne stérilisation par le chlore consiste à constater, qu'une fois l'opération effectuée, une certaine quantité de chlore libre subsiste dans l'eau. Un appareillage de mesure de ce chlore libre permet de s'en assurer et d'enregistrer le taux correspondant. C'est un appareil d'analyse ampérométrique; les électrodes sont constituées de métaux différents tels que la polarisation de l'électrode de mesure empêche le courant de passer en l'absence d'un agent oxydant fort. La présence de la plus petite trace d'un oxydant fort, en l'occurrence, ici, l'acide hypochloreux, permettra au courant de passer par oxydation de la couche polarisante. L'amplitude de ce courant de dépolarisation est proportionnelle à la concentration de l'agent oxydant fort. Pour la mesure du chlore résiduel total, le pH de l'eau doit être compris entre 2 et 3, ce qui implique d'ajouter au dispositif un bac d'acide sulfurique pour diminuer le pH. L'eau à examiner est prélevée en aval du poste de stérilisation, 200 à 300 m, et amenée à l'appareil de mesure par une pompe de faible débit qui entretient une circulation continue dans l'appareil, de sorte que l'on peut obtenir un enregistrement, également continu, du chlore résiduel, enregistrement qui doit se traduire, en principe, par une horizontale. Un tel dispositif a été installé à la station dont il a été question ci-dessus.

Le principe des dosages ampérométriques sur lequel repose l'appareil dont nous venons de parler, peut également s'appliquer au dosage de l'oxygène dissous et de l'ozone.

Signalons, pour terminer, que, jusqu'à ce jour, du moins, il n'existe pas encore d'analyseur bactériologique automatique, mais que des recherches sont entreprises, signale M. DEVILLERS dans son article précité, depuis plusieurs années à l'Institut PASTEUR de Lille.



### III. — Note sur les moteurs à vitesse variable et sur leur utilisation dans l'entraînement des pompes

Depuis quelques années, la vitesse variable a fait l'objet de recherches poussées et des artifices ingénieux ont été employés pour mettre au point, à partir du courant alternatif, cette intéressante possibilité en vue de l'entraînement des pompes centrifuges. La variation de vitesse n'est pas aussi étendue que celle que l'on pourrait obtenir avec un moteur à courant continu, mais une telle gamme n'est pas à rechercher pour une pompe, puisque l'éventail des vitesses doit permettre de rester dans les limites de rendement acceptables de la pompe.

Parmi les procédés mis au point par les constructeurs, citons celui qui consiste à agir sur l'intensité rotorique d'un moteur à rotor bobiné pour obtenir une variation du glissement, donc une variation de la vitesse, l'énergie de glissement étant récupérée et renvoyée au réseau après redressement et ondulation à la fréquence de ce réseau grâce à un pont à thyristors. Ce dispositif a été adopté pour des moteurs d'une puissance de plusieurs centaines de kW et il en existe plusieurs exemplaires en fonctionnement.

D'autres procédés peuvent être mentionnés, entre autres :

- alimentation statique par fréquence variable;
- utilisation d'un moteur alimenté en courant continu donc sous tension variable possible, grâce à une génératrice entraînée par un moteur asynchrone. C'est le groupe WARD-LÉONARD qui présente des avantages nombreux, mais d'un rendement général assez mauvais et, de plus, l'ensemble est encombrant.

Quoi qu'il en soit, la vitesse variable pour l'entraînement des pompes peut trouver des applications dans de nombreux cas. Elle permet de réduire le nombre de groupes à installer dans une usine puisque avec un seul groupe toute une gamme de débits peut être refoulée dans d'excellentes conditions. Elle constitue la seule solution valable lorsque la conduite de refoulement est très résistante, hydrauliquement parlant, c'est-à-dire lorsque le diamètre économique ayant été calculé, la longueur de la conduite est très grande, de l'ordre de plusieurs dizaines de km, alors que la hauteur géométrique est relativement faible. Prenons un cas concret et supposons que l'on veuille refouler un débit s'échelonnant entre 400 et 1 120 l/s à 25 m de hauteur géométrique et à une distance de 20 km.

Le diamètre économique du refoulement ressort à 1,00 m et la perte de charge unitaire, avec  $k = 4 \cdot 10^{-4}$  est de :  $j = 0,00175$  p.m. La perte de charge totale  $J$  vaut :

$$J = 0,00175 \times 20\,000 = 35 \text{ m}$$

$$\text{donc } H = 25 + 35 = 60 \text{ m}$$

Les pertes de charges représentent ainsi 140 % de  $H_g$ .

Il est impossible d'obtenir avec de bons rendements l'étendue de débit demandée (pratiquement de 1 à 3) par le couplage de pompes identiques en parallèle car la résistance du réseau est trop importante.

Une solution consiste à équiper l'usine d'un certain nombre de groupes différents : on détermine ainsi quelques points fixes sur la caractéristique de la conduite de refoulement. Aucune souplesse n'est permise à moins, bien entendu, d'agir sur le robinet de sortie de pompe, ce qui n'est pas souhaitable pour le rendement général.

Une autre solution, beaucoup plus élégante, consiste à équiper l'usine de groupes à vitesse variable. Avec deux groupes, la figure 362 montre que l'on peut obtenir un étalement satisfaisant des débits avec de très bons rendements : le point  $P''_1$  (1 pompe à 1 060 tr/mn) et le point  $P_3$  (2 pompes à 1450 tr/mn) sont sur les courbes équirendement 80 %. Entre ces deux points, il existe toute une gamme quasi continue de débits avec de très bons rendements.

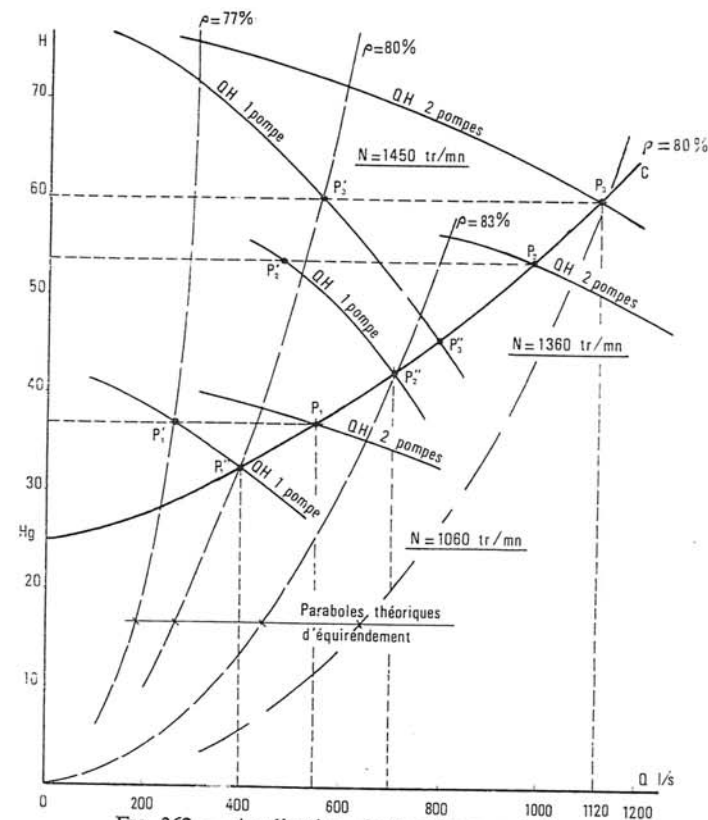


FIG. 362. — Application de la vitesse variable.

La vitesse variable peut également faciliter le refoulement direct dans le réseau de distribution et, de ce fait, la capacité du réservoir peut être très réduite et, même, dans certains cas, le réservoir peut être totalement supprimé. C'est ce qui s'est présenté, par exemple, pour l'alimentation d'un nouveau quartier de la ville de Toulouse où le problème a été résolu de la manière suivante. Après un important puisage dans la Garonne, l'eau est traitée, puis emmagasinée après filtration dans des réservoirs au sol de grande capacité de façon à former volant en cas de défaillance sur la production. L'eau est ensuite reprise et refoulée directement dans le réseau de distribution en maintenant, en un point test de ce réseau, une pression aussi constante que possible quels que soient les débits distribués. Cette condition est réalisée par la mise en marche automatique ou l'arrêt d'une ou de plusieurs pompes, dont certaines sont équipées de moteurs électriques à



vitesse variable. Ce dispositif nécessite donc l'installation d'un certain nombre de groupes pour satisfaire l'étalement des débits susceptibles d'être demandés, ce qui suppose, bien entendu, un automatisme très étudié et très poussé.

Cet exemple montre que, dans une usine, il n'est pas nécessaire que tous les groupes soient équipés en vitesse variable, car c'est évidemment un procédé assez onéreux. Aussi, devant les avantages offerts par cette solution, il est compréhensible que des recherches soient entreprises par les constructeurs de moteurs pour trouver le procédé le plus simple et le moins coûteux possible.

#### IV. — Note sur la mesure du débit à l'aide du rotamètre et sur la mesure du plan d'eau

##### 1°) Appareil faisant intervenir l'énergie cinétique de l'eau : le rotamètre.

Le rotamètre est un appareil constitué par un tube vertical de section croissante vers le haut à l'intérieur duquel peut se déplacer librement une masse métallique, improprement appelée flotteur, et qui est animée d'un mouvement de translation et de rotation autour de l'axe vertical du dispositif lorsque l'appareil est traversé par un courant d'eau (ou par un autre fluide). Pour faciliter la rotation, le flotteur est muni de rainures obliques. L'eau circule de bas en haut en passant, notamment, entre l'enveloppe du tube et le flotteur, dans un espace annulaire dont la section varie selon la position du flotteur.

Pour un débit donné, le flotteur entraîné par l'eau, se maintient à un niveau qui reste fixe. La lecture de ce niveau donne la valeur du débit correspondant.

Cherchons à établir l'expression de ce débit d'après l'équilibre du flotteur au sein du liquide.

Soit :

- $\Omega$  le volume du flotteur de section active  $\Omega$  et de longueur moyenne  $l$ ,
- $\rho_1$  sa masse volumique,
- $\rho$  la masse volumique de l'eau,
- $p_1$  et  $p_2$  les pressions (en pascals) dans les sections 1 et 2,
- $V_1$  et  $V_2$  les vitesses d'écoulement dans les sections annulaires  $S_1$  et  $S_2$ .

L'équilibre est obtenu sous l'action des forces ci-après, exprimées en N :

##### 1° Forces descendantes :

- poids propre du flotteur :  $\Omega l \rho_1 g$ ,
- pression exercée sur la surface  $\Omega$  contenue dans le plan 2, soit  $\Omega p_2$ .

##### 2° Forces ascendantes :

- poussée d'Archimède :  $\Omega l \rho g$ ,
- pression exercée sur la surface  $\Omega$  contenue dans le plan 1, soit  $\Omega p_1$ ,
- poussée de l'eau, animée d'une vitesse  $V_1$ , agissant sur la surface  $\Omega$  :

$$\frac{\rho V_1^2}{2g} \cdot \Omega g = \frac{\rho V_1^2}{2} \cdot \Omega$$

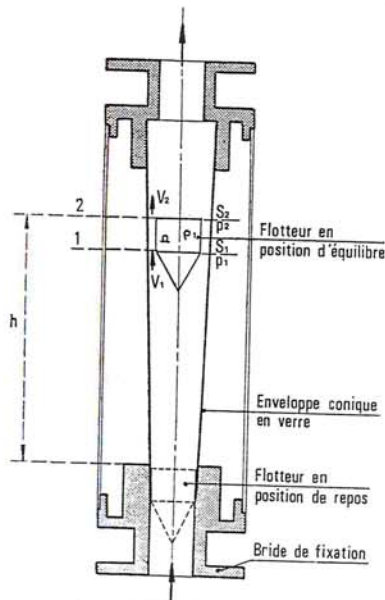


FIG. 363 — Rotamètre.

#### COMPLÉMENTS

L'équilibre s'écrit, toutes simplifications effectuées :

$$(\rho_1 - \rho) g l - (p_1 - p_2) - \frac{\rho V_1^2}{2} = 0 \quad (93)$$

L'équation de BERNOULLI appliquée entre les plans 1 et 2 donne :

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

ou :

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho (V_2^2 - V_1^2)}{2}$$

En remplaçant dans (93) cette valeur de  $p_1 - p_2$ , on obtient

$$V_2 = \sqrt{\frac{2gl}{\rho} (\rho_1 - \rho)}$$

Par ailleurs, la permanence du débit  $Q$  dans les sections 1 et 2 conduit à la relation :

$$Q = S_1 V_1 = S_2 V_2 \cdot C$$

$C$  étant un coefficient pratiquement constant à condition que l'écoulement soit turbulent. Selon la forme du flotteur, l'expérience montre que  $C$  a une valeur comprise entre 0,62 et 0,95.

En conséquence, nous aurons :

$$Q = S_2 \cdot C \sqrt{\frac{2gl}{\rho} (\rho_1 - \rho)}$$

Nous pouvons donc écrire, en rassemblant les termes constants sous le même coefficient  $K$  :

$$Q = K \cdot S_2$$

La surface annulaire  $S_2$  variant avec la position  $h$  du flotteur, une graduation linéaire peut être établie avec une enveloppe à méridienne parabolique, puisque  $h = f(D^2)$ . Toutefois, une enveloppe conique avec un faible angle de conicité permettra d'obtenir une graduation pratiquement linéaire.

Cet appareil n'est pas d'un usage fréquent pour la mesure des débits courants et on lui préfère les appareils déprimogènes classiques qui sont moins fragiles. Il est possible, au lieu d'une enveloppe en verre, nécessaire pour la lecture du niveau  $h$ , d'exécuter une enveloppe métallique avec liaison électrique pour le repérage du niveau du flotteur.

Le rotamètre est surtout à conseiller pour la mesure des débits relativement faibles, car pour les débits importants, son prix est prohibitif, à moins de le monter en dérivation sur la conduite principale de façon à n'enregistrer qu'un débit proportionnel. On le rencontrera notamment dans les laboratoires ou dans les circuits auxiliaires de la station de traitement de l'eau (préparation des réactifs, mesure du débit d'eau de dilution, etc.). Il donne une précision très satisfaisante  $\pm 2\%$ .

En tout état de cause, il y a lieu de rappeler qu'il doit obligatoirement être installé verticalement.



## 2°) Mesure du plan d'eau,

Le plan d'eau peut être mesuré directement, en suivant ses déplacements grâce à un flotteur ou à une sonde qui restent toujours en contact avec la surface du liquide.

Il peut être également mesuré indirectement par l'observation de la pression hydrostatique existant au-dessus d'une cote fixe connue.

Toutes ces mesures peuvent faire l'objet d'une lecture directe sur place, complétée éventuellement par un enregistrement et une transmission à distance.

## a) Appareils à flotteur ou à sonde.

Les appareils à flotteur ou à sonde, appelés encore limnigraphes, comportent essentiellement :

— pour les premiers, un flotteur sphérique, de 100 à 200 mm de diamètre, lesté par un contrepoids, l'ensemble étant relié par un ruban ou une chaînette plus ou moins longs passant autour d'une poulie solidaire du système de mesure directe ou d'enregistrement, lequel est disposé en surface dans la station de jaugeage;

— pour les seconds, une sonde comportant deux électrodes espacées de 15 mm en hauteur; la sonde suit le plan d'eau centimètre par centimètre, grâce à un moteur d'asservissement qui agit sur elle. Un compteur totalise ces déplacements et permet d'obtenir directement la cote du plan d'eau à partir d'une cote initiale qui aura été affichée sur le compteur. Compteur et moteur sont contenus dans un coffret étanche disposé dans la chambre de jaugeage. La sonde est parcourue par un courant alternatif de faible intensité qui se boucle à la terre par l'eau contenue dans l'ouvrage observé. La précision de lecture est donc de 1 cm de hauteur d'eau (fabrication NEYRPEC).

En cas d'agitation du plan d'eau, le flotteur ou la sonde pourront se déplacer à l'intérieur d'un tube en communication avec l'ouvrage observé grâce à un petit orifice qui crée une forte perte de charge et atténue, de ce fait, les agitations de la surface. On obtient ainsi un puits d'eau morte.

## b) Appareils utilisant la pression hydrostatique.

Les appareils qui utilisent la pression hydrostatique pour indiquer la position du plan d'eau comportent essentiellement :

- un tube plongeur dont la cote inférieure est connue et fixe;
- une source d'air comprimé (pompe à main, compresseur, bouteille);
- un manomètre de précision.

La pression étant proportionnelle à la hauteur d'eau est transmise au manomètre qui peut être gradué à la demande.

La mesure peut être effectuée d'une manière continue et faire l'objet d'un enregistrement. Dans ce cas, l'air s'échappe doucement par la base du tube plongeur : c'est le système dit bulle à bulle.

On peut aussi effectuer la mesure d'une manière discontinue. C'est ce que l'on fait souvent pour la mesure du plan d'eau dans les puits ou dans les forages profonds. En effet, étant donné l'exiguïté de ces ouvrages, ce dispositif est le seul simple et pratique qui permette de mesurer le niveau de l'eau, soit à l'état statique, soit en pompage. Dans

ce but, le tube plongeur, réalisé en cuivre ou, plutôt en matière plastique, est descendu, accroché à la pompe et aux tubes de remontée de l'eau. Il faut repérer avec soin la cote de base du tube. L'air est fourni bien souvent par une pompe à main. L'installation simple de la figure 364 montre que, grâce à un robinet à trois voies, la pompe à main peut être mise en communication avec le tube plongeur et, après avoir chassé l'eau sur la hauteur  $H$ , la pression de l'air contenu dans le tube équilibre la pression hydrostatique  $H$ . Il suffit d'établir la communication avec le manomètre en tournant le robinet à trois voies pour lire directement la pression de l'air, donc la cote du plan d'eau compte tenu de la cote à laquelle le tube a été descendu.

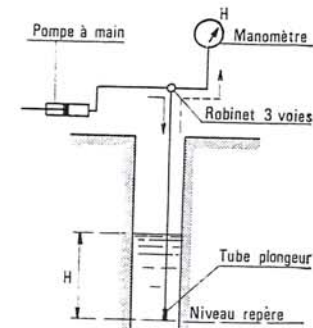


FIG. 364 — Mesure du plan d'eau par la mesure de la pression hydrostatique  $H$ .

Au lieu de mesurer la pression à l'aide d'un manomètre (métallique ou à mercure), il est possible d'effectuer une pesée grâce à un appareil analogue à celui décrit pour la mesure du débit. Il en résulte une meilleure précision qu'avec les appareils ordinaires à flotteur. La pression de l'air contenu dans le tube plongeur est transmise à un piston, solidaire d'une chambre élastique et qui agit directement à l'extrémité du petit bras d'une balance romaine. Sur le bras long du fléau, un poids curseur a la possibilité de se déplacer, en cas de déséquilibre produit par une variation de pression, grâce à des contacts appropriés et par le jeu d'un servo-moteur relié au curseur par une chaînette. Le moteur s'arrête dans la position d'équilibre de la balance, ce qui permet de lire la pression, donc de repérer le niveau observé. Ce dispositif se prête évidemment à une transmission à distance (fabrication RITTMAYER).

## V. — Note sur la protection de la conduite de refoulement contre le coup de bélier au démarrage du groupe

### Dimensionnement et équipement des réservoirs d'air

## 1°) Protection de la conduite au démarrage.

Nous avons vu comment protéger la conduite de refoulement pour atténuer l'effet du coup de bélier dans le cas d'un arrêt brusque du groupe électro-pompe. Supposons, comme c'est le cas général, que cette protection soit assurée par un réservoir d'air.

La vérification de l'installation par la méthode graphique BERGERON dans cette hypothèse demande à être complétée par l'étude de son comportement au moment du démarrage du groupe, alors que l'eau contenue dans la conduite n'est pas encore en mouvement. En effet, l'introduction, dans cette conduite, de l'eau refoulée va engendrer un coup de bélier qui se manifestera avec d'autant plus d'intensité que cet apport aura été brutal et important; c'est ce que l'on observe à l'occasion d'une mise en marche à vanne grande ouverte sur le refoulement. Si le démarrage s'effectue à vanne fermée, ce qui est préférable, le coup de bélier sera atténué lorsque l'on ouvrira progressivement la vanne. Un coup de bélier se produira également lors de la mise en marche d'un groupe alors que d'autres groupes fonctionnent déjà en parallèle sur le réseau.



Pour nous placer dans une hypothèse défavorable, examinons le cas du démarrage d'une pompe avec vanne grande ouverte en tenant compte des pertes de charge dans la conduite, pertes concrétisées par un diaphragme fictif situé à l'origine de cette conduite et donnant lieu à une perte de charge identique.

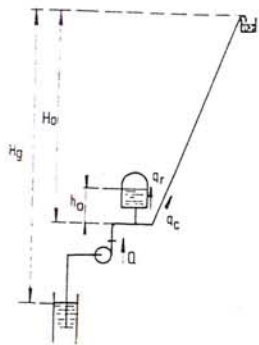


FIG. 365 —  
Schéma de l'installation

Appelons  $H_0$  la hauteur géométrique de refoulement au droit de la prise de l'anti-bélier sur la conduite et supposons non négligeable la hauteur  $h_0$  du plan d'eau dans le réservoir d'air au-dessus de l'axe de la conduite de refoulement, l'installation étant à l'arrêt, de sorte qu'au départ, avant que l'eau contenue dans la conduite ne se mette en mouvement, la pression effective de l'air en mètre d'eau dans le réservoir vaut  $(H_0 - h_0)$ , ou, encore, en pression absolue :

$$Z_0 = (H_0 - h_0) + 10 \text{ m}$$

Désignons par  $H_g$  la hauteur géométrique d'élévation (fig. 365).

Si nous représentons, dans le diagramme QH (fig. 366), la courbe caractéristique de la pompe correspondante à la vitesse de rotation  $N$ , courbe rapportée à l'axe des abscisses tracé à 10 m au-dessus de l'axe OQ pour tenir compte des pressions absolues, et si nous traçons l'horizontale passant par l'extrémité de  $H_g$ , nous constatons que la pompe ne commence à débiter que lorsque la pression à débit nul devient supérieure à  $H_g$ , c'est-à-dire lorsque la vitesse de rotation de la pompe est supérieure à  $n$ , correspondant à la courbe  $q_h$  tracée sur la figure. On admettra que la pompe atteint, en fait, sa vitesse de régime très rapidement.

Considérons les situations à tous les allers-retours d'onde, c'est-à-dire à tous les temps d'ordre pair, et imaginons un observateur partant du réservoir d'accumulation d'eau au temps 1 et remontant vers la pompe. Le régime est défini par le point 1 R puisqu'au temps 1, le débit est encore nul au réservoir d'eau et l'observateur verra les points du régime se déplacer sur la droite  $+ \frac{a}{gS}$ . Au temps 2, le régime est représenté par 2 P si l'on ne tient pas compte des pertes de charge dans la conduite et, dans le cas contraire, la valeur de la hauteur piézométrique dans la conduite au-dessus du plan d'aspiration sera donnée par la valeur de l'ordonnée du point 2 P augmentée des pertes de charge  $\delta$  dans la conduite donnant ainsi le point 2 P'.

Or, à chaque instant, le débit  $Q$  fourni par la pompe se divise en deux : (fig. 365)

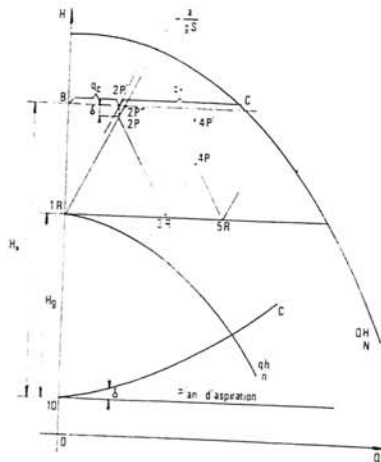


FIG. 366 —  
Principe de construction de l'épure

—  $q_e$ , qui est évacué dans la conduite de refoulement en donnant lieu à une perte de charge  $\delta$ ,

—  $q_r$ , qui est dirigé dans le réservoir d'air en engendrant une perte de charge  $\Delta h$  au passage de l'organe d'étranglement.

On a donc :  $Q = q_e + q_r$

Dans ces conditions, pour une hauteur piézométrique  $H_B$  dans la conduite, mesurée à partir du plan d'aspiration, une horizontale BC donne immédiatement, avec l'intersection de la droite  $+ \frac{a}{gS}$  augmentée des ordonnées de la parabole des pertes de charge

dans la conduite, les valeurs de  $q_e$  et de  $q_r$ . En effet, l'abscisse de C donne la valeur du débit  $Q$  fourni par la pompe pour la hauteur OB exprimée en pression absolue et l'abscisse du point 2 P' donne celle du débit  $q_e$  introduit à cet instant dans la conduite. Par conséquent, la différence donne le débit de remplissage  $q_r$  du réservoir d'air.

Si l'on ne tenait pas compte des pertes dans la conduite, le débit dans cette dernière s'en trouverait augmenté, ce qui est intuitif, et le point correspondant serait 2 P''.

La construction graphique va donc s'effectuer comme suit.

On ne considérera que les états finals, c'est-à-dire ceux observés à la fin d'un intervalle de temps  $\theta$  et l'on cherchera à vérifier, par approches successives, que, pour une hauteur piézométrique donnée, mesurée en prenant pour référence le plan d'aspiration, hauteur absolue exprimée en mètres d'eau et arbitrairement choisie à la fin de l'intervalle  $\theta$ , la pression dans la conduite est aussi celle qui règne dans le réservoir d'air, aux pertes de charge près à la traversée de l'organe d'étranglement, et résultant de l'introduction dans ce réservoir d'un volume d'eau correspondant au débit  $q_r$ .

À cet effet, pour une hauteur piézométrique  $H_B$  choisie arbitrairement, on calculera :

1° le volume d'eau de remplissage (ou de vidange) du réservoir d'air, compte tenu d'un débit moyen  $q_m$  de remplissage (ou de vidange) et du temps  $\theta$  d'un aller-retour d'onde. On admettra que le débit  $q_m$  est la moyenne arithmétique des débits  $q_r$  à l'origine et à la fin de l'intervalle. Il en résultera une diminution (ou une augmentation) correspondante du volume d'air égale à :

$$\Delta U = q_m \theta$$

2° le volume d'air  $U$  emprisonné dans le réservoir compte tenu du volume  $U'_0$  de l'air initial ( $U'_0$  est le volume occupé par l'air dans l'installation au repos; en régime de marche, ce volume devient  $U_0 < U'_0$  en raison des pertes de charge à vaincre dans la conduite). On a donc :

$$U = U'_0 - \Delta U \text{ lorsque le réservoir d'air se remplit;}$$

$$U = U'_0 + \Delta U \text{ lorsque le réservoir d'air se vide.}$$

3° la pression en résultant dans le réservoir d'air compte tenu d'une évolution adiabatique de l'air :

$$Z = \frac{Z_0 U_0'^{1.4}}{U^{1.4}}$$

4° la vitesse de l'eau dans l'orifice d'étranglement situé sur la tubulure de raccordement du réservoir (tuyère ou battant percé d'un clapet) :

$$V = \frac{q_r}{s}$$

$q_r$  étant le débit de remplissage à la fin de l'intervalle  $\theta$ .

$s$  étant la section offerte au passage de l'eau.

5°) la perte de charge au passage de l'orifice du clapet ou de la tuyère :

$$\Delta h = c \frac{V^2}{2g}$$

$c$  étant un coefficient résultant de la nature de l'orifice et donné par les planches XXVIII et XXX.

6°) la pression absolue dans la conduite, y compris les pertes de charge dans cette dernière, donnée par la somme :

$$Z + h_0 + \Delta h$$

(on néglige les variations subies par  $h_0$  en régime transitoire).

On vérifiera alors que la pression ainsi trouvée, en mètres d'eau (colonne 13 du tableau 1) correspond à la hauteur piézométrique de 2 P' choisie arbitrairement au départ, de laquelle on déduira la hauteur, au droit du réservoir d'air, de l'axe de la conduite de refoulement au-dessus de plan d'aspiration (colonne 12 du tableau 1).

7°) la perte de charge  $\delta$  dans la conduite pour le passage du débit  $q_c$ .

La construction s'effectue alors suivant le processus habituel : le point 2 P' est descendu en 2 P de la valeur de  $\delta$  de façon à construire la suite de l'épure comme si les pertes de charge étaient nulles puisque l'on se trouve immédiatement à l'aval du diaphragme fictif. L'observateur rebrousse chemin et se retrouve au temps 3 au réservoir (point 3 R).

en parcourant la droite  $-\frac{a}{gS}$ . Il retourne ensuite vers la pompe où une nouvelle approche conduit au point 4 P', etc.

Lorsque le débit de remplissage du réservoir d'air devient négatif, c'est-à-dire quand le débit  $q_r$  devient un débit de vidange, la perte de charge dans le clapet s'annule et la pression dans le réservoir d'air est égale à la pression dans la conduite à  $h_0$  près.

**Exemple.** Etudier le coup de bélier au démarrage sur une conduite fonte de 0,500 m de diamètre et de 570 m de longueur. On donne :  $H_0 = 37,00$  m;  $h_0 = 3,00$  m;  $H_g = 41,00$  m. Le réservoir anti-bélier est raccordé sur la conduite par une tubulure de 0,350 m comportant un clapet à battant percé avec trou de 132 mm. Le volume d'air initial dans le réservoir est de  $U_0 = 2,100$  m<sup>3</sup>. Le débit dans la conduite en régime normal d'exploitation est de 0,290 m<sup>3</sup>/s et la perte de charge correspondante est de 3,00 m. On donne la caractéristique de la pompe.

Célérité des ondes :

$$a = 950 \text{ m/s}; \quad \theta = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 570}{950} = 1,2 \text{ s}$$

$$V_0 \approx 1,50 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad \frac{aV_0}{g} = \frac{950 \times 1,5}{9,81} = 145 \text{ m}$$

ce qui permet de tracer les droites  $\frac{a}{gS}$ .

Au démarrage de la pompe, le clapet à battant percé se ferme et ne laisse passer l'eau que par son orifice de 132 mm dont la section de passage est de :

$$s = \frac{\pi \times 13,2^2}{4} = 137 \text{ cm}^2$$

$$\text{Comme on a} \quad m = \frac{d^2}{D^2} = \frac{13,2^2}{35^2} = 0,142,$$

l'abaque de la planche XXX donne  $c = 2,24$ .

La perte de charge dans le passage de l'orifice du clapet est donc de :

$$\Delta h = 2,24 \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{avec} \quad V = \frac{q_r}{0,0137} \quad \text{en m/s}$$

Quant à la pression dans le réservoir d'air, sa valeur est donnée par l'expression

$$Z = \frac{[(H_0 - h_0) + 10] \times 2,1^{1,4}}{U^{1,4}} = \frac{44 \times 2,1^{1,4}}{U^{1,4}} = \frac{124,32}{U^{1,4}}$$

On peut donc dresser le tableau 1 ainsi que l'épure correspondante (fig. 367), desque on déduit les résultats ci-après :

— le réservoir d'air se remplit jusqu'au temps 4  $\theta$  et le volume de l'air diminue de 2,100 — 1,683 = 0,417 m<sup>3</sup>; la pression maximale dans la conduite est de 67,70 m; elle se produit au temps 1  $\theta$ ;

— le réservoir d'air se vide ensuite jusqu'au temps 12  $\theta$ ;

— un nouveau remplissage du réservoir s'effectue et a été poursuivi, sur l'épure jusqu'au temps 16  $\theta$ , soit 16  $\times$  1,2 = 19,2 s depuis le démarrage. A l'expiration de cette durée, les oscillations sont pratiquement amorties et la pression, dans la conduite, est proche de sa valeur en fonctionnement normal, c'est-à-dire compte tenu des pertes de charge, soit 47 + 3 = 50 m d'eau;

— qu'aux imprécisions graphiques près, les valeurs indiquées dans les colonnes 12 et 13 sont sensiblement identiques.

## 2°) Dimensionnement du réservoir d'air; équipement.

Pour déterminer les dimensions du réservoir d'air, il faut aussi examiner, au préalable, le comportement de cet appareil au moment de l'arrêt brusque provoqué par une disjonction ou par toute cause, ce que, d'ordinaire, on étudie en premier lieu.

Le principe de cette étude a été amplement exposé page 266 et suivantes et nous n'y reviendrons pas.

Si nous reprenons l'exemple donné ci-dessus, on aura :

Section de la conduite  $S = 0,1964$  m<sup>2</sup>;  $\theta = 1,2$  s

Les variations du volume de l'air contenu dans la cloche sont :

$$\pm \Delta U = 0,1964 \times 1,2 \times V_m = 0,236 V_m$$



TABLEAU 1. — Démarrage du Groupe

Débit de la pompe	Débit de la conduite	Débit qui entre au réservoir d'air	Débit moyen du réservoir d'air	Variation du volume d'air	Volume d'air	Pression dans le réservoir d'air	Vitesse au passage du clapet	Perte de charge dans le clapet	Hauteur manométrique $H_m$ (valeur absolue)	Pression dans la conduite correspondante à la pression $H_m$ choisie	Pression dans la conduite correspondante à la pression $Z$ dans le réservoir d'air	Perte de charge $S$ dans la conduite	Points correspondants	Observations
0	0	0	0	0	0	$Z = 124,32$	$V = \frac{Q_c}{9}$	$\Delta h = 2,74 \frac{V^2}{2g}$	$H_m = 51,00$	$H_m = 4,00$	$Z + \Delta h + 3,00$	14	15	
0,210	0,0402	0,1598	0,0449	0,102	1,988	47,17	12,40	17,60	71,60	67,60	47,00	0,06	1R	le réservoir d'air se remplit
0,232	0,1168	0,1152	0,1425	0,171	1,827	53,47	8,43	8,10	68,60	64,60	67,77	0,48	2 P' 2 P	
0,240	0,180	0,060	0,0875	0,105	1,722	58,10	4,38	2,20	67,40	63,40	64,57	1,16	4 P' 4 P	
0,243	0,138	0,005	0,0325	0,039	1,683	59,98	0,36	0,015	67,00	63,00	63,30	2,00	6 P' 6 P	
0,249	0,2395	0,0405	0,018	0,072	1,705	58,91	—	—	66,00	62,00	62,38	3,00	8 P' 8 P	
0,267	0,328	0,051	0,051	0,061	1,766	56,07	—	—	63,00	59,00	61,91	3,85	10 P' 10 P	
0,284	0,352	0,068	0,0645	0,077	1,843	52,82	—	—	59,60	55,60	59,07	4,32	12 P' 12 P	
0,296	0,353	0,067	0,0675	0,081	1,924	49,63	—	—	56,80	52,80	55,82	4,70	14 P' 14 P	
0,309	0,353	0,054	0,0605	0,077	1,996	47,24	—	—	54,00	50,00	50,74	4,70	16 P' 16 P	
0,315	0,352	0,037	0,0465	0,055	2,051	45,48	—	—	52,40	48,40	48,48	4,40	18 P' 18 P	
0,320	0,339	0,019	0,028	0,034	2,085	44,44	—	—	51,40	47,40	47,44	4,10	20 P' 20 P	
0,320	0,324	0,004	0,0115	0,013	2,098	44,06	—	—	51,20	47,20	47,06	3,74	22 P' 22 P	
0,320	0,317	0,008	0,0025	0,003	2,095	44,15	0,58	0,04	51,20	47,20	47,19	3,52	24 P' 24 P	
0,318	0,296	0,020	0,014	0,017	2,078	44,65	1,46	0,24	51,80	47,80	47,19	3,18	26 P' 26 P	
0,314	0,290	0,024	0,022	0,026	2,052	45,45	1,75	0,35	52,60	48,60	48,60	3,00	28 P' 28 P	
0,310	0,286	0,024	0,024	0,029	2,023	46,36	1,75	0,35	53,80	49,80	49,71	2,92	30 P' 30 P	
													32 P' 32 P	le réservoir d'air se remplit

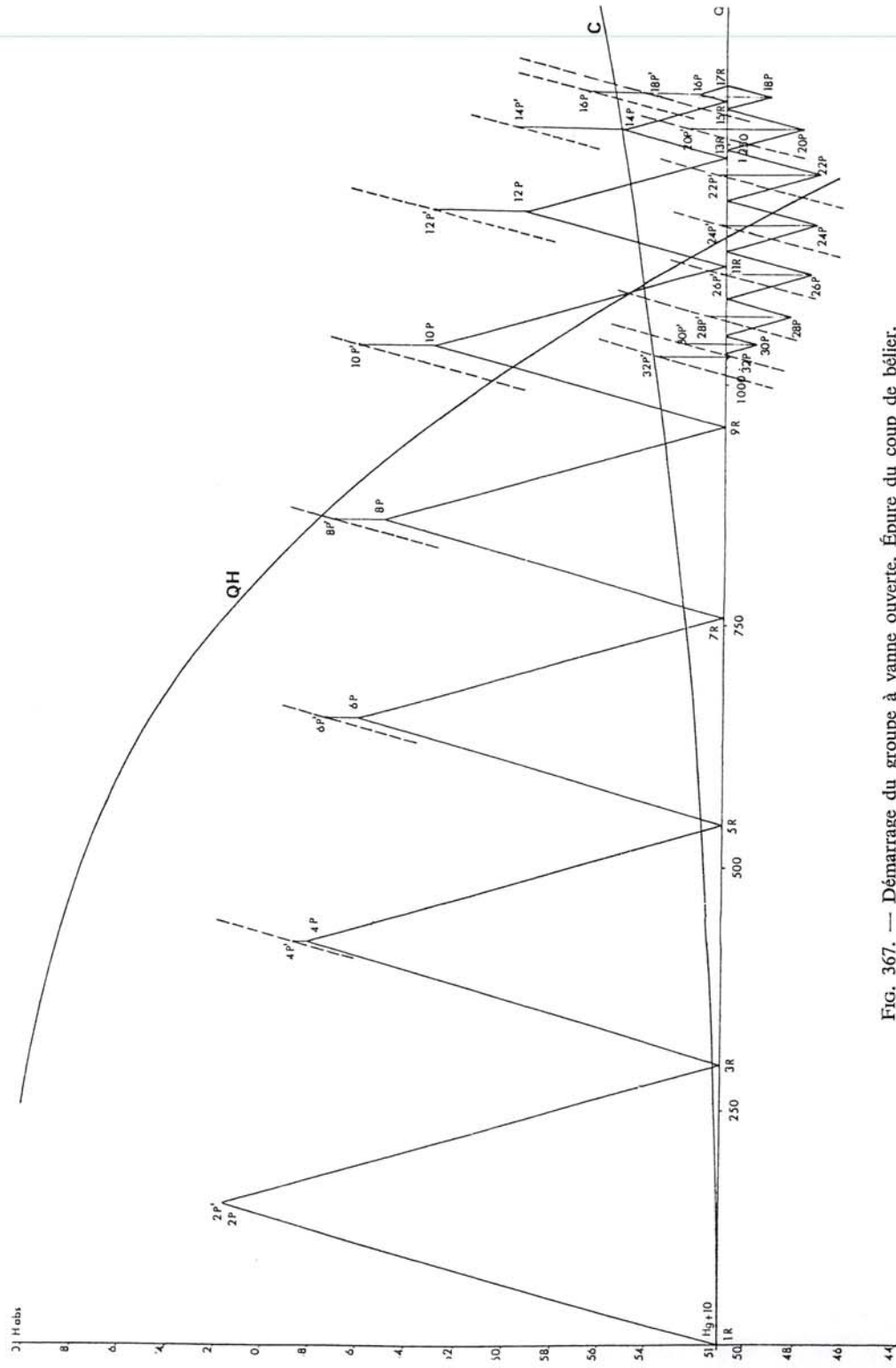


Fig. 367. — Démarrage du groupe à vanne ouverte. Épure du coup de bélier.

La pression de l'air est donnée par la même expression que ci-dessus, soit :

$$Z = \frac{124,32}{U^{1,4}}$$

et, puisque la pression de l'air dans l'installation en régime de marche est de 47 m, le volume  $U_0$  correspondant vaut :

$$U_0^{1,4} = \frac{124,32}{47} \quad \text{ou} \quad U_0 = 2,003 \text{ m}^3$$

La présence d'un clapet à battant percé à la place d'une tuyère introduit le changement ci-après : pendant la phase dépression, le battant percé du clapet se lève et la perte de charge au passage de cet appareil est négligeable. Au cours de la phase surpression, l'eau revient vers le réservoir d'air et le clapet se ferme. L'eau passe par l'orifice du clapet engendrant une perte de charge  $\Delta h$  calculée précédemment, soit :

$$\Delta h = 2,24 \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{avec} \quad V_2 = 14,35 V_f$$

En effet, si  $V_2$  est la vitesse de l'eau dans l'orifice de 132 mm et  $V_f$  la vitesse de l'eau dans la conduite de 500 mm, on a :

$$\frac{V_2}{V_f} = \frac{500^2}{132^2} \quad \text{et} \quad V_2 = 14,35 V_f$$

Dans ces conditions, le tableau n°2 auquel est annexé l'épure correspondante (fig. 368) permet de faire les déductions ci-après :

— pendant la phase dépression, le volume de l'air, de 2,003 m<sup>3</sup> au départ, passe à 3,107 m<sup>3</sup> à la fin de la dépression; la pression dans la conduite tombe à 28,43 m, soit une dépression de 50 — 28,43 = 21,57 m d'eau.

— pendant la phase surpression, le volume de l'air passe à 1,897 m<sup>3</sup> à la fin de la surpression et la pression dans la conduite monte à 53,76 m, soit une surpression faible de : 53,76 — 50 = 3,76 m d'eau.

Nous avons, maintenant, tous les éléments pour dimensionner la cuve anti-bélier.

Nous prendrons une cuve cylindrique équipée de deux fonds bombés, ces fonds étant établis selon les prescriptions de la norme E-81-103 et nous choisirons un diamètre intérieur de 1,25 m pour la cuve (ø extérieur 1,270 m) dont la capacité sera prise égale à 3,700 m<sup>3</sup> étant donné les valeurs trouvées ci-dessus pour les variations du volume d'air initial. Nous allons vérifier que ce volume est effectivement convenable.

D'après la norme ci-dessus, les fonds elliptiques ont une hauteur de 0,375 m pour le diamètre de 1,250 m; le volume de l'air ainsi contenu sous les deux calottes est de :

$$2 \times \frac{1}{2} \times \frac{4}{3} \pi \times 0,625^2 \times 0,375 = 0,610 \text{ m}^3$$

Il reste, pour la partie cylindrique de la cuve :

$$3,700 - 0,610 = 3,090 \text{ m}^3$$

Or, la section de la cuve est de :

$$S = \frac{\pi \times 1,25^2}{4} = 1,2265 \text{ m}^2$$

La hauteur de la partie cylindrique vaut donc :

$$\frac{3,090}{1,2265} = 2,519 \text{ m}$$

Hauteur totale de l'appareil :

$$2,519 + 2 \times 0,375 = 3,269 \text{ m}$$

Hauteur occupée par l'air en régime normal d'exploitation.

Volume de l'air .....	2,003 m <sup>3</sup>
Fond elliptique du sommet .....	0,305 m <sup>3</sup>
Reste pour la partie cylindrique .....	1,698 m <sup>3</sup>
correspondant à une hauteur de :	

$$\frac{1,698}{1,2265} = 1,384 \text{ m}$$

Donc, le niveau normal dans l'anti-bélier se situera à une distance de :

$$0,375 - 1,384 = 1,759 \text{ m du sommet de l'appareil.}$$

Variations maximales du niveau ci-dessus trouvé.

Pendant la phase de dépression, le volume de l'air augmente au maximum de : 3,107 — 2,003 = 1,104 m<sup>3</sup>; par rapport au niveau normal, le niveau de l'eau va s'abaisser de :

$$\frac{1,104}{1,2265} = 0,90 \text{ m}$$

Pendant la phase de la surpression, le volume de l'air diminue de 2,003 — 1,897 = 0,106 m<sup>3</sup>; par rapport au niveau normal, le niveau de l'eau va s'élever de :

$$\frac{0,106}{1,2265} = 0,086 \text{ m}$$

Toutefois, l'élévation maximale du niveau se produira au moment du démarrage; elle atteindra :

$$\frac{0,417 - (2,100 - 2,003)}{1,2265} = 0,261 \text{ m}$$

Rappelons que cette élévation correspond à un démarrage à vanne ouverte.

Equipement de la cuve.

La cuve comportera :

1°) Un niveau d'eau visible dont les prises sur la cuve devront permettre d'observer les niveaux minimal et maximal atteints. La hauteur visible du tube sera donc supérieure, dans l'exemple traité, à :

$$0,90 + 0,261 = 1,161 \text{ m}$$



Intervalle de temps $\theta$	Variation du volume d'air $\Delta U = S \Delta h = 0.00447 V_0 \Delta h = 0.238 V_0 \Delta h$	Volume d'air $U$	Pression dans le réservoir d'air $Z = 124.32 - \frac{U}{U_0}$	Vitesse $V_1$ due au passage de l'eau dans le trou du diaphragme $V_1 = 14.35 V_0$	Perte de charge dans l'orifice du clapet à battant percé de charge $\Delta h = 2.24 \frac{V_1^2}{2g}$	Pressions dans le conduit au point $Y$ compris les pertes de charge $Montée = Z + \Delta h$ $Descente = Z + \Delta h + 3.00 m$	Pression dans la conduite sans les pertes de charge $Montée = Z + 1.00$ $Descente = Z + \Delta h + 1.00 m$	Vitesse $V_1$ lue sur le graphique	Vitesse moyenne $V_m$	Vitesse choisie $V_c$	Point
0	0	$U_0 = 2.003$	$Z_0 + \Delta h = 47.00$			50.00	47.00	$V_{m1} = 50$			1R
0	0.242	2.245	32.70		Le battant du clapet est ouvert.	40.70	38.10	140	145	140	2P
20	0.302	2.647	31.82			34.82	33.22	116	128	116	4P
30	0.236	2.883	28.23	$\Delta h \sim 0$	la perte de charge est négligeable	31.23	30.43	84	100	84	6P
40	0.156	3.039	26.22			29.72	28.02	66	86	66	8P
50	0.068	3.107	25.43			28.43	26.40	50	70	50	10P
60	-0.020	3.087	25.65	3.87	1.71	30.36	30.45	42	62	42	12P
70	-0.096	2.991	26.82	7.75	6.65	36.67	36.97	34	54	34	14P
80	-0.145	2.846	28.75	9.30	11.20	42.95	43.45	26	46	26	16P
90	-0.167	2.679	31.29	10.40	12.35	46.64	47.24	20	40	20	18P
100	0.168	2.511	34.76	10.04	11.40	48.66	49.16	16	36	16	20P
110	0.156	2.353	37.57	9.20	9.78	50.72	50.82	12	32	12	22P
120	-0.142	2.211	40.94	8.04	7.35	51.29	51.64	10	30	10	24P
130	-0.119	2.092	44.23	6.46	4.75	51.98	52.18	8	28	8	26P
140	-0.093	1.999	47.14	4.88	2.72	52.86	53.01	6	26	6	28P
150	-0.065	1.934	49.37	3.01	1.03	53.40	53.48	5	25	5	30P
160	-0.034	1.900	50.61	1.15	0.15	53.76	53.78	4	24	4	32P
170	-0.003	1.857	50.73	—	—	53.73	53.71	3	23	3	34P

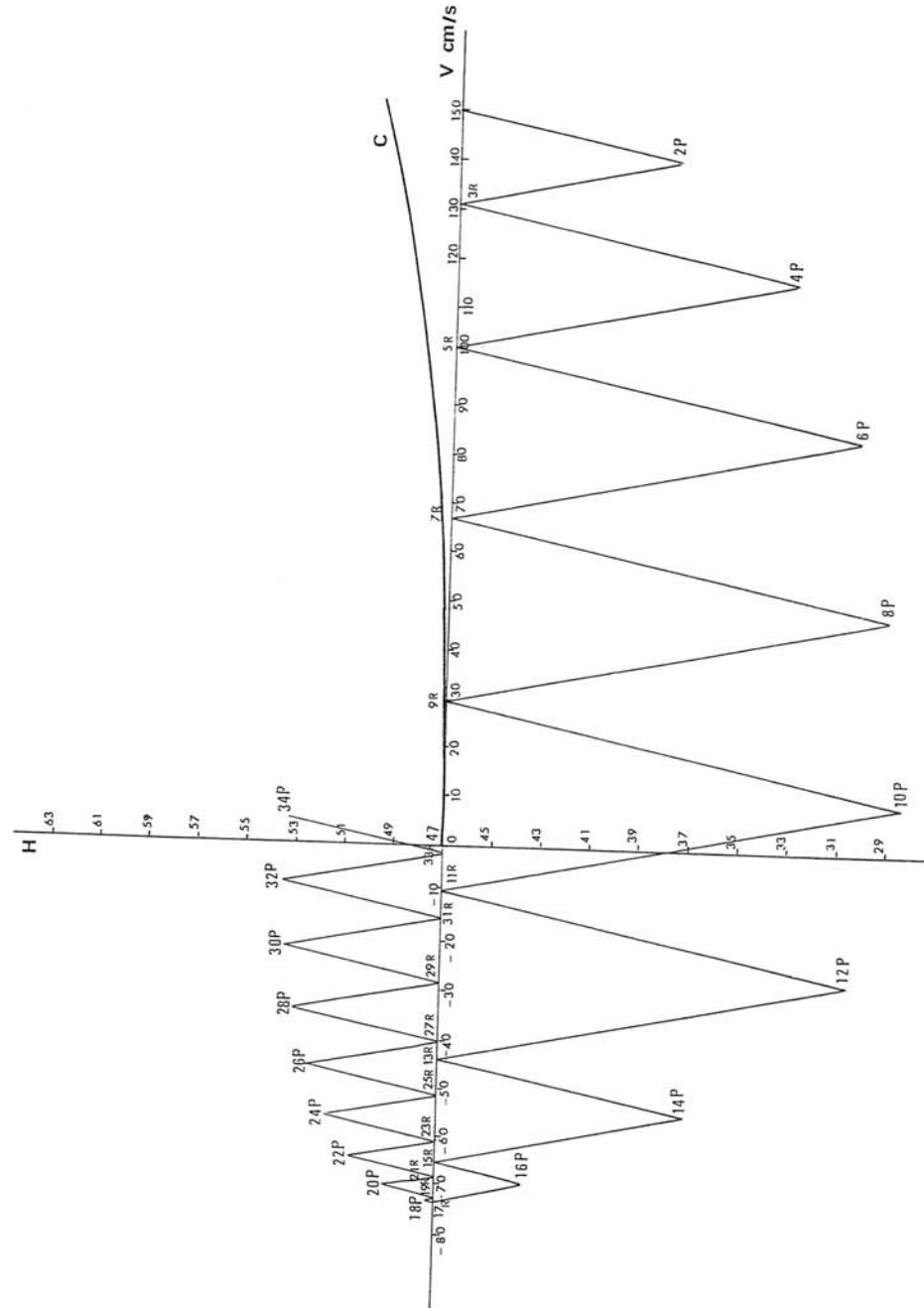


Fig. 368. — Arrêt brusque du Groupe. Épure du coup de bélier.

Les prises seront effectuées sur la partie cylindrique; elles seront espacées de 1,40 m pour tenir compte de l'encombrement de la robinetterie d'arrêt et de purge au droit de chaque prise, soit, par rapport au niveau normal :

- prise haute : 0,40 m au-dessus (hausse maximale : 0,261 m)
- prise basse : 1,00 m au-dessous (baisse maximale : 0,90 m)

2°) Deux électrodes permettant l'enclenchement ou l'arrêt du groupe compresseur d'air : l'électrode haute commandera le démarrage et l'électrode basse l'arrêt du moteur. Ces électrodes pourront être disposées à 0,10 m de part et d'autre du niveau normal. Il n'y a pas intérêt à disposer l'électrode haute trop haut, ce qui réduirait le volume de l'air et augmenterait la dépression et la surpression en cas d'arrêt brusque dans cette position. En principe, ces électrodes ne seront pas asservies à la marche du groupe électro-pompe, c'est-à-dire que, par exemple, le groupe ne s'arrêtera pas si le niveau vient à monter ou à descendre anormalement, par suite d'une défaillance dans l'équipement du compresseur, au-delà ou en deçà des niveaux des électrodes. Toutefois, des voyants devront s'allumer sur le pupitre de commande signalant que lesdits niveaux sont atteints; l'extinction de ces voyants devra être effective sitôt le compresseur en marche ou arrêté, sinon la persistance de l'allumage signalera un défaut et l'exploitant en sera averti.

La commande du compresseur comportera une temporisation de manière qu'il ne démarre pas lorsque le niveau de l'électrode haute viendra à être dépassé, comme cela se produira au moment du démarrage de la pompe, ou pourra se produire en cas d'arrêt brusque, ce qui n'est pas le cas dans l'exemple traité ( $0,086 < 0,10$ ).

3°) Une arrivée d'air en provenance du compresseur et ménagée à la partie haute de la cloche.

4°) Un trou d'homme ( $\varnothing 0,600$  m) pour les cuves importantes.

5°) Un manomètre métallique à la partie supérieure.

6°) Un départ à la partie basse pour assurer le raccordement sur la tubulure piquée sur la conduite à protéger.

7°) Des profilés robustes (fers U par exemple) pour assujettir l'appareil solidement sur le plancher de l'usine.

Les dimensions générales ainsi que l'équipement de l'anti-bélier sont représentés sur la figure 369. Nous pouvons vérifier que le volume de la cuve convient puisqu'il reste encore une réserve d'eau à la fin de la dépression. On constate également que la prise basse du niveau d'eau est située un peu au-dessus du cordon de soudure du fond elliptique avec la partie cylindrique. Les dimensions du réservoir sont donc satisfaisantes.

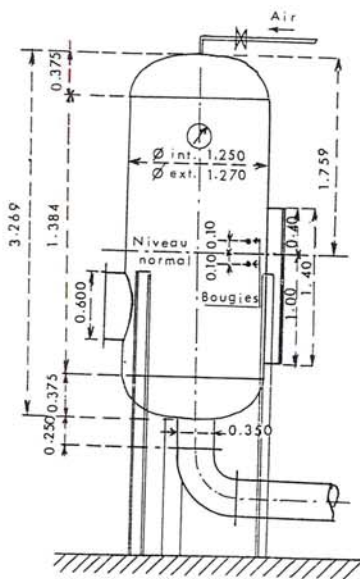


Fig. 369 —

Dispositions-types de l'anti-bélier.

## ANNEXE I

### FORMULE DE COLEBROOK

#### TABLE

donnant la perte de charge  $j$  en fonction du diamètre  $D$  de la conduite et de la vitesse moyenne  $V$  :

1° pour les tuyaux de coefficient de rugosité  $k = 10^{-4}$ .

2° pour les tuyaux de coefficient de rugosité  $k = 2 \cdot 10^{-3}$ .

Le calcul de  $j$  a été effectué à partir de la formule universelle :

$$j = \lambda \frac{V^2}{2gD}$$

$\lambda$  étant mesuré directement sur l'abaque de MM. KOCH et VIBERT établi à partir de la formule de COLEBROOK :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[ \frac{k}{3,7 D} + \frac{2,51}{R_e \sqrt{\lambda}} \right]$$

$R_e$  étant le nombre de REYNOLDS.

NOTA IMPORTANT. — La difficulté d'application de cette formule réside dans le choix de la valeur à prendre en compte pour le coefficient de rugosité d'aspérité  $k$ . La marge de sécurité désirée, la connaissance de la nature de l'eau à transporter, son comportement dans un réseau existant ou, s'il s'agit d'une eau nouvelle, le comportement d'une eau de composition sensiblement identique dans un réseau en exploitation, peuvent aider le projeteur à fixer la valeur de  $k$  à adopter.

Afin de lui faciliter la tâche, nous pensons qu'il y a lieu d'apporter les précisions ci-après :

— s'il s'agit de conduites fonte posées depuis plusieurs années, la nature du revêtement intérieur de ces tuyaux anciens fait pencher pour le coefficient  $k = 2 \cdot 10^{-3}$ .

— s'il s'agit de conduites nouvelles, quelle que soit la nature du matériau qui les compose (fonte, acier, béton armé, amiante-ciment), le revêtement intérieur particulièrement lisse dont elles sont pourvues les préserve du risque d'incrustation et les fabricants de tuyaux préconisent de prendre uniformément pour  $k$  la valeur  $10^{-4}$ .



Cependant, nous pensons qu'il y a lieu de séparer le cas de la conduite d'adduction de celui des conduites incorporées dans un réseau de distribution. Les premières, en effet, ne comportent pas de branchements, les pièces spéciales et les robinets sont peu nombreux, alors que le contraire se présente pour les conduites d'un réseau de distribution. De plus, dans un tel réseau, des dépôts peuvent se former si la vitesse reste faible dans certains tronçons.

Il y a donc lieu de tenir compte de la conduite réellement en place, avec, notamment, bien que parfaitement posée, ses irrégularités intérieures au droit de chaque joint (la continuité intérieure n'est ordinairement pas assurée à cet emplacement pour les conduites fonte), la présence des tés, des robinets, etc., toutes ces singularités entraînant des ressauts générateurs de pertes de charge.

Aussi, personnellement, nous préconisons :

— pour une conduite d'adduction :  $k = 4 \cdot 10^{-4}$ ; éventuellement, pour une conduite relativement courte, quelques centaines de mètres,  $k = 10^{-4}$ ,

— pour les conduites d'un réseau de distribution :  $k = 10^{-3}$ . Toutefois, si l'on désire avoir une bonne sécurité, et pour tenir compte de l'accroissement éventuel de la consommation, de l'incertitude du sens réel d'écoulement dans un réseau maillé, de la présence possible de dépôts en certains endroits, le coefficient  $k = 2 \cdot 10^{-3}$  apporte tous apaisements désirables.

Nous donnons ci-dessous un tableau des coefficients à appliquer aux pertes de charge lues dans les colonnes  $k = 2 \cdot 10^{-3}$  des tableaux de cette annexe en vue d'obtenir les pertes de charge pour les valeurs  $k = 10^{-3}$  et  $k = 4 \cdot 10^{-4}$ .

Diamètres	$k = 10^{-3}$	$k = 4 \cdot 10^{-4}$	Diamètres	$k = 10^{-3}$	$k = 4 \cdot 10^{-4}$
0,060	0,76	0,61	0,350	0,82	0,71
0,080	0,78	0,65	0,400	0,83	0,71
0,100	0,78	0,65	0,450	0,83	0,71
0,125	0,80	0,65	0,500	0,84	0,72
0,150	0,81	0,65	0,600	0,84	0,72
0,200	0,82	0,67	0,800	0,85	0,73
0,250	0,82	0,67	1,000	0,85	0,73
0,300	0,82	0,68	1,250	0,85	0,74

Ces coefficients sont applicables dans une gamme de vitesses d'écoulement comprises entre 0,40 m et 2,50 m/s.

## TABLES

## DE PERTES DE CHARGE

VITESSE MOYENNE EN METRES	DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,040 m Section de la conduite 0,0012566 m <sup>2</sup>			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,050 m Section de la conduite 0,0019635 m <sup>2</sup>			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,060 m Section de la conduite 0,00282744 m <sup>2</sup>			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,080 m Section de la conduite 0,0050265 m <sup>2</sup>		
	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.
	k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2,10 <sup>-3</sup>		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2,10 <sup>-3</sup>		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2,10 <sup>-3</sup>		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2,10 <sup>-3</sup>	
0,01			0,012 5			0,019 6			0,028 3			0,050 3
0,05			0,062 8			0,098 2			0,141 4			0,251 3
0,10			0,125 6			0,196 3			0,282 7			0,502 7
0,15			0,188 4			0,294 5			0,424 1			0,754 0
0,20	0,002 115		0,251 3	0,001 590		0,392 7	0,000 753		0,565 5		0,001 438	1,005 3
0,25	0,003 138		0,314 0	0,002 358		0,490 9	0,001 249		0,706 9		0,002 213	1,256 6
0,30	0,004 329		0,376 9	0,003 248		0,589 0	0,001 856		0,848 2		0,003 154	1,508 0
0,35	0,005 694		0,439 6	0,004 281		0,687 2	0,002 557	0,004 713	0,989 6	0,001 775	0,004 263	1,759 3
0,40	0,007 242		0,502 4	0,005 451	0,008 237	0,785 4	0,003 364	0,006 354	1,131 0	0,002 336	0,005 539	2,010 6
0,45	0,008 966		0,565 2	0,006 708	0,010 690	0,883 6	0,004 277	0,008 262	1,272 3	0,002 994	0,006 969	2,262 0
0,50	0,010 861		0,628 0	0,007 987	0,013 458	0,981 7	0,005 289	0,010 406	1,413 7	0,003 702	0,008 568	2,513 3
0,55	0,012 895	0,018 576	0,690 8	0,008 115	0,016 587	1,079 9	0,006 412	0,012 803	1,555 1	0,004 467	0,010 347	2,764 6
0,60	0,015 116	0,022 868	0,753 8	0,009 668	0,020 046	1,178 1	0,007 633	0,015 466	1,696 5	0,005 339	0,014 396	3,015 9
0,65	0,017 493	0,032 856	0,816 4	0,011 340	0,023 826	1,276 3	0,008 961	0,018 374	1,837 8	0,006 274	0,016 680	3,267 2
0,70	0,020 072	0,044 652	0,879 2	0,013 118	0,027 924	1,374 4	0,010 388	0,021 530	1,979 2	0,007 280	0,019 120	3,518 6
0,75	0,022 793	0,051 212	0,942 0	0,015 013	0,032 374	1,472 6	0,011 907	0,024 955	2,120 6	0,008 353	0,021 733	3,769 9
0,80	0,025 647	0,058 227	1,004 8	0,017 030	0,037 128	1,570 8	0,013 523	0,028 612	2,261 9	0,009 450	0,024 515	4,021 2
0,85	0,028 681	0,065 742	1,067 6	0,019 213	0,042 210	1,669 0	0,015 223	0,032 522	2,403 3	0,010 646	0,027 458	4,272 6
0,90	0,031 845	0,073 703	1,130 4	0,021 509	0,047 658	1,767 1	0,017 034	0,036 682	2,544 7	0,011 910		
				0,023 948	0,053 429		0,018 959	0,041 084		0,013 249		

0,95	0,035 190	0,082 110	1,193 2	0,026 496	0,059 524	1,865 3	0,020 968	0,045 771	2,686 1	0,014 651	0,030 590	4,775 2
1,00	0,038 546	0,090 981	1,256 6	0,029 155	0,065 955	1,963 5	0,023 064	0,050 715	2,827 4	0,016 119	0,033 895	5,026 6
1,05	0,042 143	0,100 299	1,319 4	0,031 916	0,072 710	2,061 7	0,025 257	0,055 909	2,968 8	0,017 644	0,037 367	5,279 9
1,10	0,046 021	0,110 081	1,382 2	0,034 782	0,079 801	2,159 8	0,027 556	0,061 361	3,110 2	0,019 241	0,041 011	5,529 2
1,15	0,050 052	0,120 327	1,445 1	0,037 750	0,087 229	2,258 0	0,029 941	0,067 073	3,251 6	0,020 906	0,044 828	5,780 5
1,20	0,054 224	0,131 019	1,507 9	0,040 884	0,094 980	2,356 2	0,032 418	0,073 033	3,392 9	0,022 635	0,048 811	6,031 9
1,25	0,058 535	0,142 157	1,570 7	0,044 152	0,103 054	2,454 4	0,034 975	0,079 242	3,534 3	0,024 420	0,052 961	6,283 2
1,30	0,063 011	0,153 760	1,633 5	0,047 549	0,111 465	2,552 5	0,037 615	0,085 709	3,675 7	0,026 273	0,057 283	6,534 5
1,35	0,067 647	0,165 809	1,696 3	0,051 090	0,120 200	2,650 7	0,040 392	0,092 426	3,817 0	0,028 181	0,061 772	6,785 8
1,40	0,072 428	0,178 322	1,759 2	0,054 745	0,129 271	2,748 9	0,043 257	0,099 401	3,958 4	0,030 145	0,066 434	7,037 2
1,45	0,077 423	0,191 281	1,822 0	0,058 509	0,138 665	2,847 1	0,046 204	0,106 624	4,099 8	0,032 175	0,071 261	7,288 5
1,50	0,082 570	0,204 704	1,884 6	0,062 386	0,148 396	2,945 2	0,049 255	0,114 106	4,241 2	0,034 261	0,076 262	7,539 8
1,55	0,087 865	0,218 591	1,947 4	0,066 373	0,158 463	3,043 4	0,052 392	0,121 848	4,382 5	0,036 478	0,081 436	7,791 1
1,60	0,093 293	0,232 907	2,010 5	0,070 459	0,168 841	3,141 6	0,055 606	0,129 828	4,523 9	0,038 753	0,086 769	8,042 5
1,65	0,098 874	0,247 704	2,073 3	0,074 658	0,179 568	3,239 7	0,058 908	0,138 076	4,665 3	0,041 093	0,092 283	8,293 7
1,70	0,104 657	0,262 931	2,136 2	0,078 953	0,190 606	3,337 9	0,062 308	0,146 564	4,806 6	0,043 490	0,097 955	8,545 1
1,75	0,110 597	0,278 639	2,199 0	0,083 420	0,201 993	3,436 1	0,065 796	0,155 320	4,948 0	0,045 952	0,103 807	8,796 5
1,80	0,116 671	0,294 775	2,260 8	0,088 020	0,213 691	3,534 3	0,069 359	0,164 314	5,089 4	0,048 489	0,109 818	9,047 8
1,85	0,122 893	0,311 375	2,323 6	0,092 732	0,225 725	3,632 4	0,073 003	0,173 568	5,230 8	0,051 089	0,116 003	9,299 1
1,90	0,129 260	0,328 440	2,386 4	0,097 557	0,238 096	3,730 6	0,076 759	0,183 080	5,372 1	0,053 751	0,122 360	9,550 5
1,95	0,135 764	0,345 951	2,449 9	0,102 487	0,250 790	3,828 8	0,080 625	0,192 841	5,513 5	0,056 472	0,128 884	9,801 8
2,00	0,142 410	0,363 926	2,513 2	0,107 526	0,263 821	3,927 0	0,084 576	0,202 861	5,654 9	0,059 253	0,135 580	10,053 1
2,05	0,149 244	0,382 347	2,576 0	0,112 669	0,277 175	4,025 1	0,088 607	0,213 129	5,796 3	0,062 118	0,142 443	10,304 4
2,10	0,156 222	0,401 232	2,638 8	0,117 920	0,290 865	4,123 3	0,092 722	0,223 656	5,937 6	0,065 046	0,149 479	10,555 8
2,15	0,163 337	0,420 564	2,701 6	0,123 271	0,304 879	4,221 5	0,096 914	0,234 432	6,079 0	0,068 032	0,156 680	10,807 1
2,20	0,170 586	0,440 342	2,764 5	0,128 772	0,319 217	4,319 7	0,101 266	0,245 457	6,220 4	0,071 078	0,164 049	11,058 4
2,25	0,178 048	0,460 601	2,827 3	0,134 336	0,333 904	4,417 9	0,105 710	0,256 749	6,361 7	0,074 187	0,171 597	11,309 7
2,30	0,185 708	0,481 290	2,888 8	0,140 046	0,348 901	4,516 0	0,110 234	0,268 282	6,503 1	0,077 350	0,179 304	11,561 0
2,35	0,193 518	0,502 442	2,951 6	0,145 863	0,364 235	4,614 2	0,114 844	0,280 072	6,644 4	0,080 574	0,187 184	11,812 4
2,40	0,201 476	0,524 058	3,015 8	0,151 786	0,379 905	4,712 4	0,119 540	0,292 122	6,785 9	0,083 857	0,195 238	12,063 7
2,45	0,209 576	0,546 121	3,078 6	0,157 870	0,395 899	4,810 6	0,124 318	0,304 420	6,927 2	0,087 196	0,203 457	12,315 0
2,50	0,217 815	0,568 630	3,141 2	0,164 058	0,412 217	4,908 7	0,129 176	0,316 967	7,068 6	0,090 591	0,211 842	12,566 4
3,00	0,307 923	0,818 833	3,769 8	0,233 035	0,593 597	5,890 5	0,183 110	0,456 436	8,482 3	0,128 731	0,305 056	15,079 5
3,50	0,414 432	1,114 518	4,398 1	0,312 190	0,807 948	6,872 3	0,246 110	0,621 258	9,896 0	0,172 875	0,415 213	17,592 8
4,00	0,536 204	1,455 703	5,026 4	0,404 498	1,055 283	7,854 0	0,318 732	0,811 442	11,309 8	0,224 268	0,542 321	20,106 0



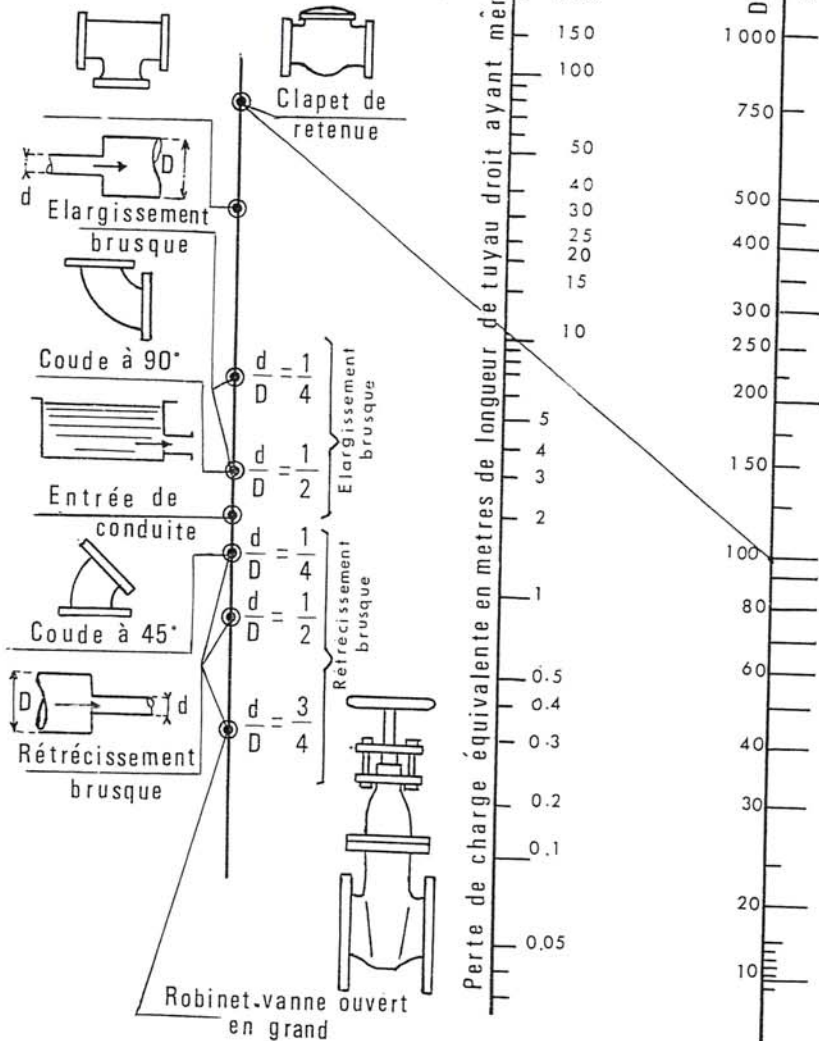
VITESSE MOYENNE EN METRES	DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,100 m				DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,125 m				DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,150 m				DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,200 m			
	Section de la conduite 0,007854 m <sup>2</sup>				Section de la conduite 0,012272 m <sup>2</sup>				Section de la conduite 0,0176725 m <sup>2</sup>				Section de la conduite 0,031416 m <sup>2</sup>			
	Charges par mètre de longueur de conduite				Charges par mètre de longueur de conduite				Charges par mètre de longueur de conduite				Charges par mètre de longueur de conduite			
	k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2.10 <sup>-3</sup>	Débit en litres/sec.		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2.10 <sup>-3</sup>	Débit en litres/sec.		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2.10 <sup>-3</sup>	Débit en litres/sec.		k = 10 <sup>-4</sup>	k = 2.10 <sup>-3</sup>	Débit en litres/sec.	
0,01			0,078 5	0,122 7	0,000 144	0,000 207	0,613 6	0,176 7	0,000 034	0,000 163	0,883 6	0,000 024	0,000 030	0,314		
0,05	0,000 191	0,000 604	0,392 7	0,613 6	0,000 291	0,000 449	1,227 2	0,883 6	0,000 114	0,000 352	1,767 1	0,000 079	0,000 110	1,570 1		
0,10	0,000 388	0,001 054	0,785 4	1,227 2	0,000 486	0,000 783	1,840 8	1,767 1	0,000 232	0,000 612	2,650 7	0,000 162	0,000 238	3,141 6		
0,15	0,000 643	0,001 622	1,178 1	1,840 8	0,000 726	0,001 204	2,454 4	2,454 4	0,000 387	0,000 941	3,534 3	0,000 270	0,000 413	4,712 4		
0,20	0,000 956	0,002 312	1,570 8	2,454 4	0,001 009	0,001 712	3,068 0	3,068 0	0,000 578	0,001 336	4,171 9	0,000 400	0,000 636	5,283 2		
0,25	0,001 335	0,003 312	2,356 2	3,068 0	0,001 330	0,002 311	3,681 6	3,681 6	0,000 801	0,001 810	4,530 4	0,000 557	0,000 903	5,854 8		
0,30	0,001 763	0,004 660	2,748 9	3,681 6	0,001 701	0,003 004	4,295 2	4,295 2	0,001 059	0,002 431	5,202 8	0,000 736	0,001 217	6,824 8		
0,35	0,002 248	0,005 611	3,141 6	4,295 2	0,002 104	0,003 785	4,908 8	4,908 8	0,001 351	0,003 477	5,922 4	0,000 940	0,001 581	7,854 8		
0,40	0,002 786	0,006 656	3,534 3	4,908 8	0,002 548	0,004 656	5,522 4	5,522 4	0,001 674	0,004 221	6,535 7	0,001 169	0,001 989	8,548 8		
0,45	0,003 370	0,007 618	3,927 0	5,522 4	0,003 037	0,005 618	6,136 0	6,136 0	0,002 011	0,005 187	7,119 3	0,001 421	0,002 443	9,266 6		
0,50	0,004 009	0,008 668	4,319 7	6,136 0	0,003 560	0,006 668	6,749 6	6,749 6	0,002 421	0,006 070	7,752 2	0,001 692	0,002 945	10,137 2		
0,55	0,004 707	0,009 668	4,712 4	6,749 6	0,004 120	0,007 804	7,363 2	7,363 2	0,002 842	0,006 970	8,335 7	0,001 986	0,003 491	10,995 6		
0,60	0,005 447	0,010 543	5,105 1	7,363 2	0,004 726	0,009 037	7,976 8	7,976 8	0,003 293	0,008 054	8,935 7	0,002 298	0,004 080	11,849 6		
0,65	0,006 245	0,012 215	5,497 8	7,976 8	0,005 369	0,011 356	8,590 4	8,590 4	0,003 777	0,009 155	9,719 3	0,002 642	0,004 734	12,700 0		
0,70	0,007 090	0,014 000	5,890 5	8,590 4	0,006 059	0,013 279	9,204 0	9,204 0	0,004 289	0,010 155	10,431 2	0,002 996	0,005 433	13,253 6		
0,75	0,007 985	0,015 912	6,283 2	9,204 0	0,006 765	0,014 878	9,817 6	9,817 6	0,004 834	0,011 572	10,904 3	0,003 376	0,006 181	14,137 2		
0,80	0,008 931	0,017 951	6,675 9	10,431 2	0,007 531		11,044 8	11,044 8	0,005 411		15,020 8	0,003 784	0,006 979	15,020 8		
0,85	0,009 930	0,020 108	7,068 6	11,044 8					0,006 017		15,904 3	0,004 212	0,007 824	16,703 6		
0,90																

0,95	0,010 980	0,022 402	7,461 3	0,008 332	0,016 567	11,658 4	0,006 652	0,012 883	0,004 658	0,008 717	29,845 2
1,00	0,012 080	0,024 822	7,854 0	0,009 166	0,018 349	12,272 0	0,007 316	0,014 268	0,005 122	0,009 659	31,416 0
1,05	0,013 233	0,027 365	8,246 7	0,010 047	0,020 228	12,885 6	0,008 009	0,015 722	0,005 619	0,010 648	32,986 8
1,10	0,014 431	0,030 033	8,639 4	0,010 962	0,022 201	13,495 2	0,008 732	0,017 247	0,006 139	0,011 686	34,557 6
1,15	0,015 675	0,032 829	9,032 1	0,011 913	0,024 268	14,112 8	0,009 487	0,018 852	0,006 680	0,012 774	36,128 4
1,20	0,016 953	0,035 746	9,424 8	0,012 921	0,026 424	14,726 4	0,010 271	0,020 527	0,007 241	0,013 909	37,699 2
1,25	0,018 301	0,038 785	9,817 5	0,013 921	0,028 670	15,340 0	0,011 086	0,022 273	0,007 821	0,015 092	39,270 0
1,30	0,019 692	0,041 950	10,210 2	0,014 988	0,031 010	15,953 6	0,011 933	0,024 091	0,008 424	0,016 324	40,840 8
1,35	0,021 142	0,045 237	10,602 9	0,016 089	0,033 440	16,567 2	0,012 813	0,025 978	0,009 047	0,017 603	42,411 6
1,40	0,022 637	0,048 651	10,995 6	0,017 231	0,035 964	17,180 8	0,013 726	0,027 939	0,009 695	0,018 931	43,982 4
1,45	0,024 197	0,052 187	11,388 3	0,018 406	0,038 578	17,794 4	0,014 667	0,029 970	0,010 362	0,020 307	45,553 2
1,50	0,025 803	0,055 849	11,781 0	0,019 615	0,041 285	18,408 0	0,015 642	0,032 072	0,011 049	0,021 737	47,124 0
1,55	0,027 456	0,059 638	12,173 7	0,020 857	0,044 086	19,021 6	0,016 646	0,034 248	0,011 756	0,023 206	48,694 8
1,60	0,029 149	0,063 544	12,566 4	0,022 140	0,046 973	19,635 2	0,017 684	0,036 491	0,012 480	0,024 726	50,265 6
1,65	0,030 890	0,067 581	12,959 1	0,023 458	0,049 957	20,248 8	0,018 752	0,038 809	0,013 232	0,026 297	51,836 4
1,70	0,032 671	0,071 735	13,351 8	0,024 805	0,053 028	20,862 4	0,019 846	0,041 195	0,014 001	0,027 913	53,407 2
1,75	0,034 514	0,076 021	13,744 5	0,026 200	0,056 196	21,476 0	0,020 970	0,043 656	0,014 790	0,029 581	54,978 0
1,80	0,036 397	0,080 423	14,137 2	0,027 625	0,059 450	22,089 6	0,022 129	0,046 184	0,015 597	0,031 294	56,548 8
1,85	0,038 324	0,084 952	14,529 9	0,029 097	0,062 798	22,703 2	0,023 317	0,048 785	0,016 424	0,033 056	58,119 6
1,90	0,040 296	0,089 608	14,922 6	0,030 588	0,066 240	23,316 8	0,024 533	0,051 459	0,017 268	0,034 868	59,690 4
1,95	0,042 347	0,094 385	15,315 3	0,032 126	0,069 772	23,930 4	0,025 777	0,054 202	0,018 141	0,036 727	61,261 2
2,00	0,044 446	0,099 290	15,708 1	0,033 714	0,073 397	24,544 0	0,027 062	0,057 018	0,019 032	0,038 635	62,832 0
2,05	0,046 589	0,104 315	16,100 7	0,035 334	0,077 112	25,157 6	0,028 374	0,059 905	0,019 942	0,040 591	64,402 8
2,10	0,048 777	0,109 468	16,493 4	0,036 990	0,080 921	25,771 2	0,029 716	0,062 863	0,020 882	0,042 596	65,973 6
2,15	0,051 010	0,114 742	16,886 1	0,038 678	0,084 820	26,384 8	0,031 085	0,065 892	0,021 841	0,044 648	67,544 4
2,20	0,053 285	0,120 138	17,278 8	0,040 437	0,088 808	26,998 4	0,032 497	0,068 991	0,022 831	0,046 748	69,115 2
2,25	0,055 608	0,125 665	17,671 5	0,042 236	0,092 894	27,612 0	0,033 941	0,072 165	0,023 843	0,048 899	70,686 0
2,30	0,057 970	0,131 310	18,064 2	0,044 068	0,097 067	28,225 6	0,035 411	0,075 406	0,024 873	0,051 095	72,256 8
2,35	0,060 377	0,137 081	18,456 9	0,045 960	0,101 333	28,839 2	0,037 998	0,078 720	0,025 924	0,053 340	73,827 6
2,40	0,062 828	0,142 978	18,849 6	0,047 890	0,105 692	29,453 8	0,039 998	0,081 107	0,026 981	0,055 635	75,398 4
2,45	0,065 320	0,148 998	19,242 3	0,049 858	0,110 142	30,066 4	0,041 583	0,083 564	0,027 978	0,057 978	76,969 2
2,50	0,065 853	0,155 139	19,635 0	0,051 862	0,114 682	30,680 0	0,043 998	0,085 998	0,028 071	0,060 367	78,540 0
3,00	0,096 333	0,223 402	23,562 0	0,073 580	0,165 143	36,816	0,059 023	0,128 291	0,041 400	0,086 929	94,248 0
3,50	0,129 559	0,304 073	27,489 0	0,098 802	0,224 777	42,952	0,079 296	0,174 618	0,055 757	0,118 320	109,956
4,00	0,167 589	0,397 158	31,416 0	0,128 004	0,293 587	49,088	0,102 483	0,228 073	0,072 051	0,154 541	125,664

## ANNEXE II

### PERTES DE CHARGE DES ACCESSOIRES DE TUYAUTERIES

NOTA - En ce qui concerne les changements brusques, la longueur équivalente de conduite est donnée d'après le diamètre  $d$ .



## ANNEXE III ABAQUE

pour le calcul des tuyaux en matière plastique

